



## **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

# **PROJETO DE TRANSPORTADOR DE BOBINAS PARA INDÚSTRIA DE EMBALAGENS PLÁSTICAS**

Por,  
**Gabriel Bandeira Arantes**

**Brasília, 12 de julho de 2019**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

# PROJETO DE TRANSPORTADOR DE BOBINAS PARA INDÚSTRIA DE EMBALAGENS PLÁSTICAS

## PROJETO DE GRADUAÇÃO

POR,

**Gabriel Bandeira Arantes**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

### **Banca Examinadora**

Prof<sup>a</sup>. Dianne Magalhães Viana, UnB/ ENM  
(orientadora)

---

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM

---

Prof<sup>a</sup>. Aida Alves Fadel, UnB/ ENM

---

Brasília, 12 de julho de 2019

## **Agradecimentos**

*Agradeço a meus pais, Alexandre e Adriana, pela oportunidade de estudar e pelo apoio que sempre me deram. Agradeço também a todos os meus professores e professoras que me ensinaram e me estimularam a aprender.*

*Gabriel Bandeira Arantes*

---

## **RESUMO**

O presente trabalho apresenta um projeto de transportador de bobinas de filme plástico para a empresa Elo Embalo, localizada em Anápolis-GO. A partir de um estudo dos problemas e potenciais melhorias na planta industrial, descobre-se a conveniência da instalação de um transportador. O projeto é embasado em um estudo de caso detalhado e em uma pesquisa sobre os tipos de transportadores unitários existentes, em que o transportador de roletes é adotado como o tipo mais adequado para a ocasião. O equipamento é projetado para transporte de cargas unitárias de até 70 kg por um percurso de comprimento total igual a 25,50 m. Um sistema de pesagem individual das bobinas é instalado no transportador. A seleção dos componentes disponíveis no mercado, dimensionamento das peças e fabricação delas resulta em um orçamento de R\$33.322,67, o qual se mostra atrativo em vista dos benefícios esperados.

---

## **ABSTRACT**

The present text shows a project of a conveyor for plastic film coils for the company Elo Embalo, located in Anápolis-GO. From a study of the problems and potential improvements in the industrial plant, one discovers the convenience of the installation of a conveyor. The project is based on a detailed case study and a research of the types of unit conveyors. The roller conveyor is adopted as the most suitable type for the occasion. The equipment is designed for the transport of unit loads of up to 70 kg for a total length of 25.50 m. An individual weighing system for the coils is installed on the conveyor. The selection of the components available in the market, dimensioning of parts and manufacturing results in a budget of R\$33,322.67, which is attractive considering the expected benefits.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	MOTIVAÇÃO .....	1
1.2	OBJETIVOS .....	3
1.2.1	Reorganização do espaço industrial.....	4
1.2.2	Redução do trabalho manual .....	4
1.3	ESTRUTURA TEXTUAL .....	4
<b>2</b>	<b>ESTUDO DE CASO .....</b>	<b>6</b>
2.1	DETALHAMENTO DO PROCESSO DE PRODUÇÃO .....	6
2.2	LAYOUT DOS SETORES DE REFILO, EMPACOTAMENTO E PESAGEM .....	7
2.3	DETALHAMENTO DO MATERIAL.....	9
2.4	DEMANDA DE PRODUÇÃO .....	10
2.5	REQUISITOS DO PROJETO.....	10
<b>3</b>	<b>TRANSPORTADORES UNITÁRIOS .....</b>	<b>12</b>
3.1	CORREIA TRANSPORTADORA .....	12
3.2	TRANSPORTADOR DE ROLETES .....	14
3.3	TRANSPORTADOR POR CORRENTE MODULAR .....	15
3.4	CORRENTE TRANSPORTADORA .....	17
3.5	TRANSPORTADOR AÉREO.....	18
3.6	TABELA RESUMO DOS TIPOS DE TRANSPORTADORES.....	21
<b>4</b>	<b>PROJETO CONCEITUAL .....</b>	<b>23</b>
4.1	METODOLOGIA DO PROJETO .....	23
4.2	ALTERAÇÃO DO LAYOUT.....	23
4.3	ESCOLHA DO TIPO DE TRANSPORTADOR.....	25
4.3.1	Segmento principal.....	26
4.3.2	Curva.....	27
4.3.3	Segmentos de pesagem e de manuseio .....	28
4.4	DIMENSÕES PRINCIPAIS .....	28
4.4.1	Comprimentos.....	28
4.4.2	Largura.....	29
4.4.3	Altura .....	30
4.4.4	Tabela resumo das dimensões principais.....	31
4.5	DECISÕES SOBRE ACIONAMENTO .....	32
4.5.1	Segmentos acionados e segmentos livres.....	32
4.5.2	Seções independentes no segmento principal.....	36
4.5.3	Velocidade de transporte .....	37

4.6	MECANISMO DE PESAGEM .....	38
4.7	CONTROLE .....	38
<b>5</b>	<b>DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE COMPONENTES.....</b>	<b>40</b>
5.1	ROLETES.....	40
5.1.1	Definição do espaçamento.....	40
5.1.2	Cálculo de carga no rolete.....	42
5.1.3	Modos de acionamento dos roletes.....	42
5.1.4	Seleção do rolete para o segmento principal.....	47
5.1.5	Seleção do rolete para segmento inclinado .....	49
5.1.6	Seleção do rolete para a curva .....	50
5.1.7	Seleção do rolete para os segmentos de pesagem e manuseio .....	52
5.1.8	Tabela resumo da seleção de roletes.....	54
5.2	SISTEMA DE ACIONAMENTO .....	54
5.2.1	Cálculo de tração e potência .....	54
5.2.2	Seleção das correntes.....	57
5.2.3	Seleção dos motores elétricos.....	57
5.2.4	Projeto do redutor de velocidades.....	62
5.2.4.1	Polias .....	64
5.2.4.2	Correias.....	67
5.2.4.3	Rolamentos.....	71
5.2.4.4	Tensionadores .....	73
5.3	CONTROLE E ALIMENTAÇÃO DOS MOTORES.....	76
5.3.1	Determinação dos tempos de acionamento .....	77
5.3.2	Circuito de comando .....	79
5.3.3	Circuito de potência .....	81
5.4	PESAGEM.....	81
5.5	ESTRUTURA .....	82
5.5.1	Estrutura do segmento principal.....	83
5.5.2	Estrutura do segmento inclinado .....	84
5.5.3	Estrutura do segmento de curva .....	85
5.5.4	Estrutura do segmento de pesagem .....	87
5.5.5	Estrutura do segmento de manuseio .....	88
<b>6</b>	<b>ANÁLISE DE CUSTOS.....</b>	<b>90</b>
6.1	ORÇAMENTO .....	90
6.2	ANÁLISE DE INVESTIMENTO .....	91
<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>93</b>

REFERÊNCIAS .....	95
ANEXOS .....	98

# LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Bobinas de filme plástico para embalagem (TRANSPLAT, 2018).	1
Figura 1.2: Espaço de refilo e empacotamento.	2
Figura 1.3: Espaço de pesagem.	3
Figura 2.1: Fluxograma do processo de produção e local de demanda por transportador.	7
Figura 2.2: Planta dos setores de refilo, empacotamento e pesagem.	8
Figura 2.3: A bobina e suas dimensões.	9
Figura 2.4: Diagrama do diâmetro versus altura com campo de variedades (em azul) das bobinas.	10
Figura 2.5: Fluxo de transporte.	11
Figura 3.1: Transportador de correia abaulada (MUMBA, 2015).	13
Figura 3.2: Transportador de correia plana (SEJAHTERA, 2018).	13
Figura 3.3: Transportador de roletes acionados (EXCESSEQUIP, 2018).	14
Figura 3.4: Transportador de roletes livres (INDIAMART, 2018).	14
Figura 3.5: Mecanismo de cancela para transportador de roletes (MCGUIRE, 2010).	15
Figura 3.6: Transportador por corrente modular (CENTRAL CONVEYORS LTD, 2018).	16
Figura 3.7: Transportador tipo tabletot (DYNO, 2015).	17
Figura 3.8: Corrente tipo tabletop (USAROLLERCHAIN, 2018).	17
Figura 3.9: Transportador de correntes para pallets (NEWSHAWKTIME, 2015).	18
Figura 3.10: Carro de carga ou <i>trolley</i> do tipo livre (ULTIMATION, 2015).	19
Figura 3.11: Carros de carga tracionados em trilho aberto (CONVEYOR INTEGRATION INC, 2014).	19
Figura 3.12: Sistema de carro de carga e corrente em trilho fechado (MARTIN GREGORY CONVEYOR AND ENGINEERING COMPANY, 2016).	20
Figura 3.13: Sistema Power & Free (MARTIN GREGORY CONVEYOR AND ENGINEERING COMPANY, 2016).	20
Figura 4.1: Proposta de <i>layout</i> A.	24
Figura 4.2: Proposta de <i>layout</i> B.	24
Figura 4.3: Segmentos do transportador.	26
Figura 4.4: Segmentos e seus comprimentos.	29
Figura 4.5: Formas apropriadas de transporte.	29
Figura 4.6: Curva de transportador de roletes.	30
Figura 4.7: Intervalo de altura apropriado para o transportador.	31
Figura 4.8: Exemplo de dimensões de um rolete comum (INTERROLL, 2011).	33
Figura 4.9: Desenho transversal do transportador e suas dimensões principais.	34
Figura 4.10: Situação crítica para o tombamento da bobina.	34
Figura 4.11: Configurações para o transporte em pé ou deitado com margem de segurança de 40 mm.	35
Figura 4.12: Segmentos acionados horizontais, inclinado e livre do transportador.	36
Figura 4.13: Divisão do transportador em zonas de acionamento independentes.	37
Figura 4.14: Balança de bancada (TOLEDO, 2019).	38
Figura 4.15: Exemplo de Controlador Lógico Programável (MUNDO DA ELÉTRICA, 2019).	39
Figura 5.1: Arranjo de transporte por roletes, com o comprimento da carga, passo e diâmetro.	40
Figura 5.2: Elementos de acionamento dos roletes da Interroll (INTERROLL, 2011).	43
Figura 5.3: Representação do acionamento tangencial.	44
Figura 5.4: Representação do acionamento por ligação.	44
Figura 5.5: Representação do acionamento por eixo de transmissão.	44
Figura 5.6: Capa da norma CEMA NO. 404-2003.	46



Figura 5.7: Dados relativos ao rolete 3.5H4.JAA.N90 com destaque para as alternativas selecionadas (INTERROLL, 2011).....	47
Figura 5.8: Dados relativos ao rolete 3.5H4.JAA.N90 com destaque para as alternativas selecionadas (INTERROLL, 2011).....	48
Figura 5.9: Dimensões do rolete cilíndrico 3.5H4.JAA.N90 (INTERROLL, 2011).....	48
Figura 5.10: Rolete cilíndrico 3.5H4.JAA.N90.....	49
Figura 5.11: Características do revestimento de borracha com a espessura escolhida em destaque (INTERROLL, 2011).....	49
Figura 5.12: Rolete cilíndrico 3.5H4.JAA.N90 com revestimento de borracha.....	50
Figura 5.13: Dados relativos ao rolete 3.5XQ.HE6.N91 com destaque para as alternativas selecionadas (INTERROLL, 2011).....	51
Figura 5.14: Dimensões do rolete cônico 3.5XQ.HE6.N91 (INTERROLL, 2011). ....	52
Figura 5.15: Rolete cônico 3.5XQ.HE6.N91. ....	52
Figura 5.16: Dados relativos ao rolete 1.1EE.JAA.LAE com destaque para as alternativas selecionadas (INTERROLL, 2011).....	53
Figura 5.17: Dados relativos ao rolete 1.1EE.JAA.LAE com destaque para as alternativas selecionadas (INTERROLL, 2011).....	53
Figura 5.18: Dimensões do rolete cilíndrico 1.1EE.JAA.LAE (INTERROLL, 2011). ....	53
Figura 5.19: Rolete cilíndrico 1.1EE.JAA.LAE. ....	54
Figura 5.20: Relação entre conjugado e rotação de um motor de indução (WEG, 2017). ....	58
Figura 5.21: Curva conjugado-rotação e os pontos de carga máxima para cada segmento (Adaptado de WEG, 2019).....	60
Figura 5.22: Motor WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz (WEG, 2019). ....	61
Figura 5.23: Corte do redutor de velocidades e designação dos componentes. ....	63
Figura 5.24: Redutor de velocidades e motor.....	64
Figura 5.25: Polia M.....	65
Figura 5.26: Polia PA.....	66
Figura 5.27: Polia PB.....	66
Figura 5.28: Roda dentada RP. ....	67
Figura 5.29: Transmissão por correia e suas dimensões (SHIGLEY, 2005). ....	67
Figura 5.30: Forças atuantes na polia menor em uma transmissão por correia (SHIGLEY, 2005). ....	68
Figura 5.31: Diagrama de corpo livre das polias PA e CA, com os momentos desconsiderados. ....	72
Figura 5.32: Diagrama de corpo livre das polias PB e CB, com os momentos desconsiderados. ....	72
Figura 5.33: Resultado da análise pelo Método dos Elementos Finitos do corpo do tensionador das polias PA/CA. ....	75
Figura 5.34: Resultado da análise pelo Método dos Elementos Finitos do corpo do tensionador das polias PB/CB. ....	76
Figura 5.35: Desenho esquemático das botoeiras de controle, fora de escala. ....	77
Figura 5.36: Controlador Lógico Programável CLW-02 20HR-A 3RD CLIC02 (VIEWTECH, 2019). ....	79
Figura 5.37: Circuito de Comando.....	80
Figura 5.38: a) Disjuntor bipolar; b) Botoeira de acionamento; c) Botoeira de emergência (VIEWTECH, 2019).....	80
Figura 5.39: Circuito de potência. ....	81
Figura 5.40: a) Disjuntor tripolar; b) Contator; c) Relé térmico (VIEWTECH, 2019).....	81
Figura 5.41: Balança de bancada Toledo 2098 300 kg (TOLEDO, 2019).....	82
Figura 5.42: Segmento principal.....	83
Figura 5.43: Resultado da análise de tensões para a lateral do segmento P.....	84
Figura 5.44: Segmento inclinado.....	85
Figura 5.45: Resultado da análise de tensões da lateral do segmento IN. ....	85

Figura 5.46: Segmento de curva.....	86
Figura 5.47: Resultado da análise de tensões da lateral interior da curva. ....	86
Figura 5.48: Resultado da análise de tensões da lateral exterior da curva.....	87
Figura 5.49: Segmento de pesagem. ....	88
Figura 5.50: Segmento de manuseio.....	88
Figura 5.51: Resultado da análise de tensões para o segmento M.....	89
Figura 6.1: Gráfico da contribuição de cada tipo de componente no orçamento.....	91
Figura 7.1: Montagem completa do transportador de roletes. ....	94

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Intervalo de dimensões da bobina para o projeto. ....	10
Tabela 3.1: Tabela resumo das aplicações, vantagens e desvantagens de cada tipo de transportador. ....	22
Tabela 4.1: Matriz de decisão do tipo de transportador do segmento principal. ....	27
Tabela 4.2: Matriz de decisão para tipo de transportador da curva.....	27
Tabela 4.3: Média, desvio padrão e percentis para a altura dos cotovelos de homens trabalhadores brasileiros (INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGIA, 1988).....	31
Tabela 4.4: Comprimentos, larguras mínimas e intervalos de altura para cada segmento.....	32
Tabela 5.1: Possibilidades de passo e respectivo número de roletes para uma curva com corrente ANSI 40 (INTERROLL, 2011). ....	41
Tabela 5.2: Comprimento, passo e número de roletes de cada segmento. ....	41
Tabela 5.3: Peso máximo, número mínimo de roletes e carga máxima no rolete para cada intervalo de diâmetro das bobinas. ....	42
Tabela 5.4: Dados relativos aos roletes de cada seguimento. ....	54
Tabela 5.5: Velocidade de transporte e de corrente, tração na corrente e potência para cada segmento.....	56
Tabela 5.6: Seleção da corrente no catálogo Cerello (CERELLO, 2010). ....	57
Tabela 5.7: Valores das variáveis para a seleção dos motores para os segmentos principal, inclinado e curva. ....	59
Tabela 5.8: Motor selecionado, suas rotações para o conjugado máximo e velocidade mínima de transporte para cada segmento. ....	60
Tabela 5.9: Especificações do motor WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz (WEG, 2019). ....	61
Tabela 5.10: Dimensões principais das polias e da roda dentada. ....	65
Tabela 5.11: Planilha de cálculo com resultados finais para os as duas transmissões dos redutores de cada segmento .....	70
Tabela 5.12: Forças radiais e cargas radiais nos rolamentos para cada polia.....	73
Tabela 5.13: Planilha de cálculo para os rolamentos para cada polia em cada segmento.....	73
Tabela 5.14: Tempos de transporte para cada zona. ....	77
Tabela 5.15: Exemplificação dos intervalos de acionamento dos motores para os dois casos de disposição da carga quando pressionado o botão S1. ....	78
Tabela 5.16: Intervalos de acionamento dos motores em função do acionamento de cada botão. ...	78
Tabela 5.17: Componentes do circuito de comando e seus quantitativos e símbolos.....	80
Tabela 5.18: Componentes do circuito de potência e seus quantitativos e símbolos.....	81
Tabela 5.19: Especificações da balança de bancada Toledo 2098 300 kg (TOLEDO, 2019). ....	82
Tabela 6.1: Componentes, quantitativos, vendedores e orçamento total do projeto. ....	90
Tabela 6.2: Quantitativo de funcionários dedicados a cada atividade antes e depois da instalação do transportador. ....	92

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

AGL	comprimento total do eixo	[mm]
b	espessura	[mm]
D	diâmetro maior	[mm]
d	diâmetro menor	[mm]
EL	comprimento de montagem	[mm]
f	coeficiente de atrito da correia	
F	força	[N]
FC	fluxo de caixa	[R\$]
FS	fator de segurança	
g	aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
h	altura	[mm]
H	potência	[W]
i	fator de perda na transmissão	
K	fator de serviço	
L	comprimento	[m]
m	massa	[kg]
N	número de unidades	
n	rotação	[rpm]
p	passo	[mm]
P	peso	[N]
q	fator de correção para cálculo da energia cinética	
R	raio externo	[mm]
r	raio interno	[mm]
RL	comprimento de referência	[mm]
T	torque	[Nm]
V	velocidade	[m/s]

## Símbolos Gregos

$\alpha$	ângulo de inclinação	[rad]
$\delta$	descolamento	[mm]
$\theta$	ângulo de contato	[rad]
$\lambda$	coeficiente de resistência ao rolamento	[m]
$\mu$	coeficiente de atrito	

$\rho$	densidade	[g/cm <sup>3</sup> ]
$\sigma$	tensão	[MPa]
$\omega$	massa que gira em um rolete	[kg]

## Subscritos

ch	corrente
d	dia
i	inicial
m	material
max	máximo
min	mínimo
n	nominal
p	primitivo
r	radial
rd	roda dentada
s	síncrono
t	turno

## Abreviaturas

a.m.	ao mês
Eq.	Equação
Fig.	Figura
Tab.	Tabela
un.	unidade

## Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
B	Segmento de pesagem
C	Segmento de curva
CA	Par de polias integradas para o segmento de curva
CCOHS	<i>Canadian Centre for Occupational Health and Safety</i>
CEMA	<i>Conveyor Equipment Manufacturers Association</i>
CLP	Controlador Lógico Programável
IN	Segmento inclinado
M	Segmento de manuseio

NBR	Norma brasileira
NR	Norma regulamentadora
P	Segmento principal
PA	Par de polias integradas para os segmentos principal e inclinado
PB	Polia com roda dentada para os segmentos principal e inclinado
PC	Polia com roda dentada para o segmento de curva
PEAD	Polietileno de alta densidade
PVC	Policloreto de vinila
SI	Sistema Internacional de Unidades
UDC	U dobrado de chapa

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 MOTIVAÇÃO

A Elo Embalo é uma empresa localizada em Anápolis-GO que produz aproximadamente 420 toneladas de filmes plásticos para embalagens a cada mês. A indústria recebe como matéria prima principal o polietileno em grânulos e produz como produto final bobinas de filmes plásticos impressos e com dimensões especificadas pelo cliente para que sejam utilizadas em máquinas empacotadoras. Também são produzidos sacos avulsos e filmes laminados de plástico e alumínio, com o filme de alumínio vindo como matéria prima.

Alguns exemplos de produtos finais são filmes plásticos para embalagem de arroz, feijão, açúcar, salgadinhos, leite e papel higiênico. A Figura (1.1) apresenta exemplos de bobinas de filme plástico para embalagens.



Figura 1.1: Bobinas de filme plástico para embalagem (TRANSPLAT, 2018).

A Figura (1.2) apresenta um dos locais de produção da empresa que apresenta atualmente dificuldades devido à sobrecarga do espaço.



Figura 1.2: Espaço de refilo e empacotamento.

Nesse local, são feitos dois processos: o refilo e o empacotamento das bobinas. O refilo é um procedimento no qual são produzidas as bobinas finais, com as dimensões corretas, a partir de uma bobina bruta maior. Após isso, as bobinas são empacotadas pelos mesmos operadores das máquinas de refilo. Depois, são empilhadas em *pallets* e transportadas para um outro local, apresentado pela Fig. (1.3), em sua maior parte ocioso, onde é feita a pesagem individual de cada uma delas. É necessário que todo a pilha de bobinas montada no *pallet* seja desmontada para a pesagem individual e, após esse procedimento, montada novamente para que seja despachada ao cliente por caminhão.





Figura 1.3: Espaço de pesagem.

Como é possível observar na Fig. (1.2), os funcionários do setor de refilo acumulam as bobinas produzidas ao lado das máquinas. Assim, em um mesmo repartimento há máquinas de refilo, mesas de empacotar, *pallets* com pilhas de bobinas e também o trânsito de transpaleteiras.

Assim sendo, é possível imaginar melhorias na organização desses espaços. Se o espaço ocioso apresentado pela Fig. (1.3) for dotado de bancadas para empacotamento e um transportador for implementado entre os dois repartimentos, as bobinas podem ser movidas diretamente ao espaço atualmente ocioso onde serão empacotadas. Dessa forma, as mesas de empacotar, os *pallets* com pilhas de bobinas e o trânsito de transpaleteiras poderão ser eliminadas do espaço de refilo. Além disso, a necessidade de desmonte da pilha de bobinas para pesagem individual pode ser eliminada com a implementação de um dispositivo de pesagem nesse transportador.

## 1.2 OBJETIVOS

O objetivo final deste trabalho é projetar um transportador unitário que transporte as bobinas de filme plástico desde próximo às máquinas de refilo até o repartimento atualmente ocioso onde será o setor de empacotamento e que realize as pesagens individuais durante o transporte. Esse objetivo final é embasado em dois objetivos específicos: a reorganização do espaço industrial e a redução do trabalho manual.

### 1.2.1 Reorganização do espaço industrial

O transportador deve ser capaz de transportar as bobinas até o repartimento que será destinado ao empacotamento e pesagem, eliminando-se a necessidade de haver *pallets* com pilhas de bobinas, mesas de empacotar e trânsito de transpaleteiras no setor de refilo. Mesmo que a presença do transportador ocupe certa área, ela deverá ser inferior à área ocupada pelos objetos que serão retirados. Isso tornará o setor em um ambiente melhor e mais seguro para trabalhar, além de tornar a organização industrial mais clara.

Portanto, ao cumprir tal objetivo, o projeto aumentará o bem-estar e a segurança dos funcionários do setor e permitirá que os processos de refilo, pesagem e empacotamento sejam acompanhados mais facilmente pelos respectivos profissionais encarregados, uma vez que serão fisicamente separados. Não é possível analisar, de antemão, esses benefícios em termos financeiros.

### 1.2.2 Redução do trabalho manual

Além do objetivo de reorganizar os espaços, o transportador deve ser capaz de realizar a pesagem individual das bobinas e eliminar dessa forma o processo de desmonte de uma pilha. Além disso, o trabalho manual de transporte das pilhas de bobinas com o uso da transpaleteira também será eliminado. Para esse benefício, é possível atribuir valores financeiros ao considerar que os trabalhos de pesagem e transporte manuais não serão mais necessários. Isso será feito após o projeto, na análise de custos.

## 1.3 ESTRUTURA TEXTUAL

Este trabalho está dividido em 7 capítulos: **Introdução, Estudo de Caso, Transportadores Unitários, Projeto Conceitual, Dimensionamento e Seleção de Componentes, Análise de Custos e Conclusão.**

No **Estudo de Caso**, são apresentados todos os dados relativos à produção industrial atual nos setores mencionados na Motivação. Esses dados servem de base para o projeto.

No Capítulo **Transportadores Unitários**, é apresentado um levantamento das aplicações comuns, vantagens e desvantagens de cada tipo de transportador unitário para a escolha do melhor tipo de equipamento para o projeto.

No **Projeto Conceitual**, são apresentadas todas as decisões que são necessárias para o início do projeto detalhado.

O projeto detalhado é apresentado no Capítulo **Dimensionamento e Seleção de Componentes**, onde são dimensionadas as peças que devem ser fabricadas e selecionadas aquelas disponíveis no mercado.

Na **Análise de Custos**, é apresentado o orçamento do transportador a partir da pesquisa e consulta dos preços de cada peça. Além disso, é apresentada a análise de retorno financeiro com base nos benefícios que serão gerados e no orçamento do equipamento.

Por fim, na **Conclusão** é apresentada a análise da obtenção dos objetivos do trabalho.

## 2 ESTUDO DE CASO

### 2.1 DETALHAMENTO DO PROCESSO DE PRODUÇÃO

A Figura (2.1) apresenta o fluxograma da produção da indústria. O processo de produção se inicia com a **extrusão**, que produz o filme plástico a partir do polietileno em grânulos. Em seguida pode vir a **impressão**, que confecciona o filme com a marca, desenhos e informações conforme o pedido do cliente ou o **corte e solda**, que produz sacos avulsos prontos para uso, embora não seja a principal produção da indústria. Algumas bobinas impressas vão para a **laminação**, juntamente com filme de alumínio, e lá são produzidas bobinas de filmes laminados de plástico e alumínio, as quais juntamente com as bobinas simples impressas irão para o **refilo**. O refile produz as bobinas finais a partir do corte de rebarbas do filme das bobinas brutas com uso de uma máquina autoalinhante. O **empacotamento e pesagem** finaliza o produto. É feito o **empilhamento no pallet e envolvimento com fita adesiva** das bobinas. É o *pallet* com um lote de bobinas que é entregue ao cliente.

No fluxograma, os materiais estão apresentados em amarelo, os processos em branco e os produtos em verde.

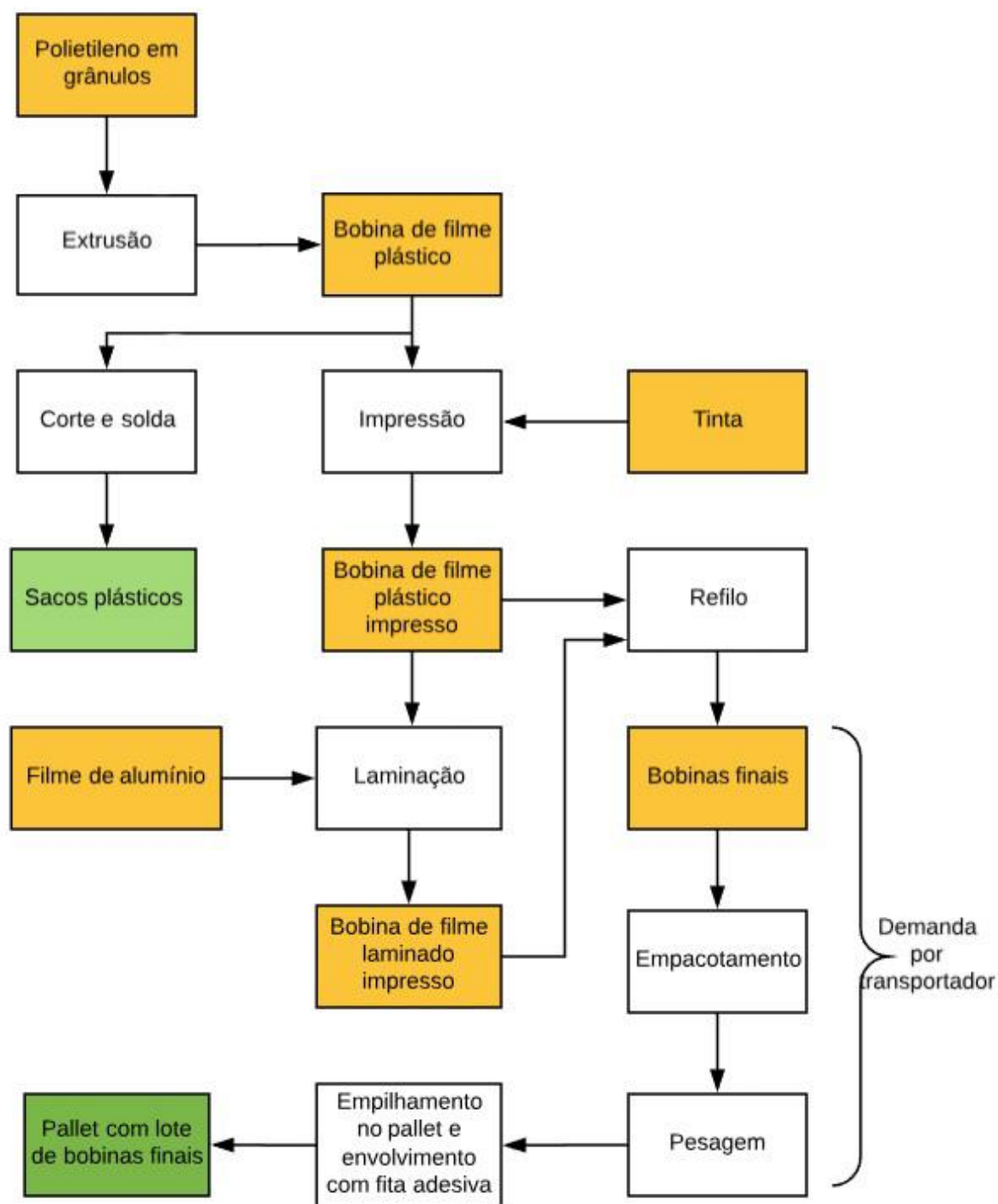


Figura 2.1: Fluxograma do processo de produção e local de demanda por transportador.

A demanda por um transportador ocorre entre os setores de refilo e empacotamento e pesagem. Atualmente, esses dois processos são realizados em um mesmo espaço, por um mesmo operador.

## 2.2 LAYOUT DOS SETORES DE REFILO, EMPACOTAMENTO E PESAGEM

A Figura (2.2) apresenta a planta e uma fotografia do repartimento destinado ao refilo, empacotamento e pesagem.

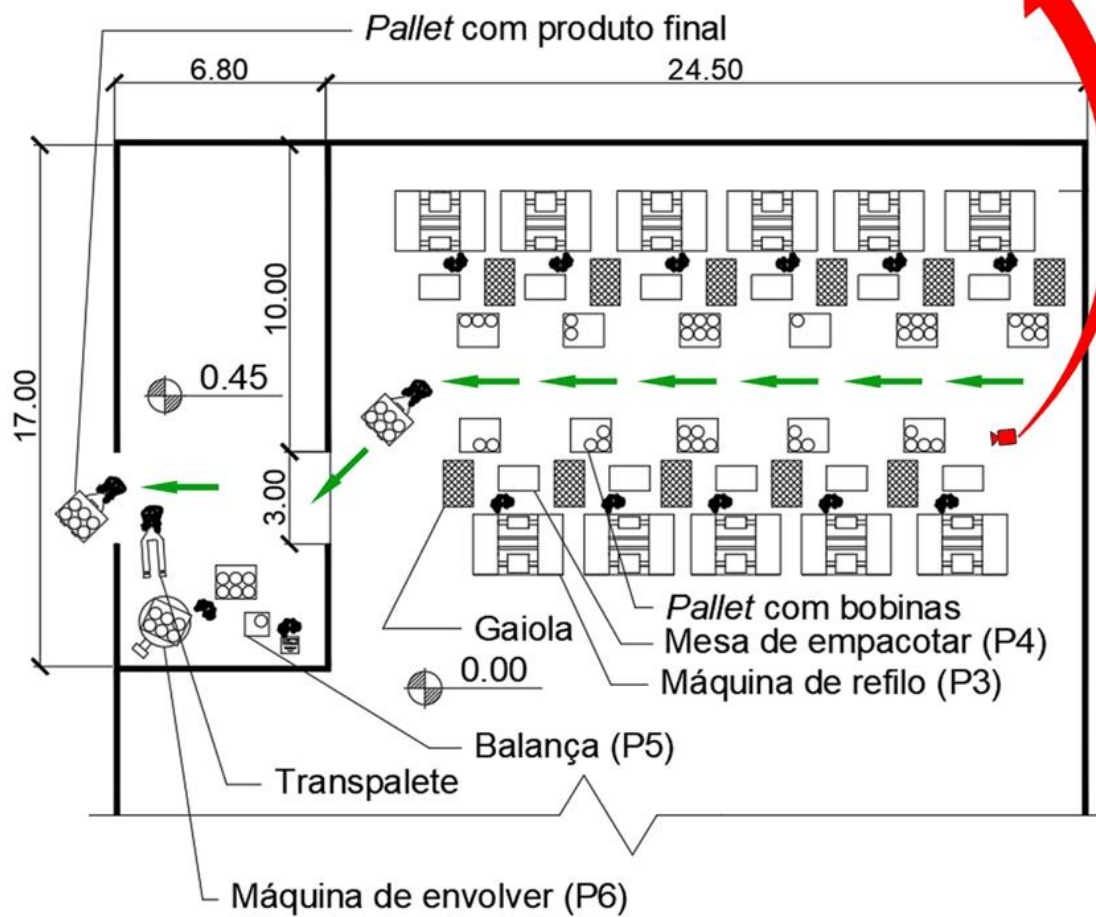


Figura 2.2: Planta dos setores de refilo, empacotamento e pesagem.

## 2.3 DETALHAMENTO DO MATERIAL

As bobinas que deverão ser transportadas são constituídas principalmente de filme de polietileno de alta densidade (PEAD) enrolado em um tubete de papelão ou PVC. Os tubetes têm 100 mm de diâmetro externo. O diâmetro e a altura da bobina podem apresentar diversos valores. A Figura (3.1) apresenta o material com as dimensões a serem consideradas e a Tab. (2.1) apresenta os intervalos fornecidos pela indústria para serem considerados no projeto.

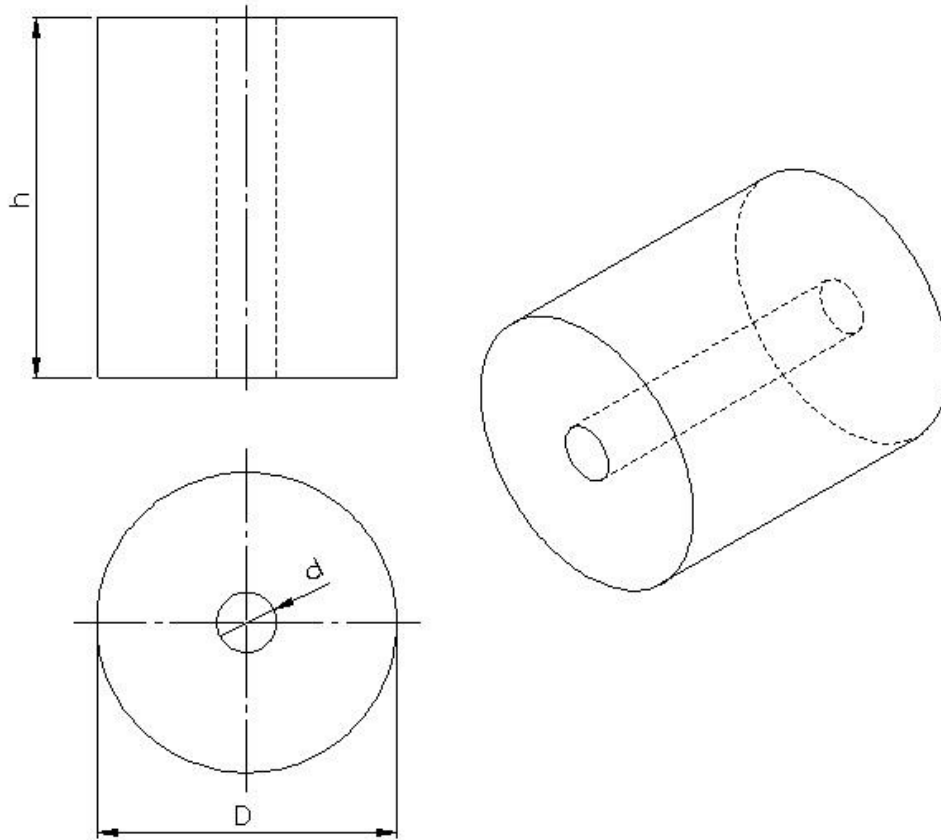


Figura 2.3: A bobina e suas dimensões.

A relação entre a massa  $m$ , os diâmetros externo  $D$  e interno  $d_i$  e a altura  $h$  da bobina é dada pela Eq. (1). A massa do tubete de papelão ou PVC é desprezível.

$$m = \frac{(D^2 - d_i^2)\pi h}{4} \cdot \rho_{PEAD} \quad (1)$$

Na Eq. (1),  $\rho_{PEAD}$  é a massa específica do polietileno de alta densidade (PEAD) que se situa entre 0,941 e 0,965 g/cm<sup>3</sup> (SHACKELFORD e ALEXANDER, 2001).

Tabela 2.1: Intervalo de dimensões da bobina para o projeto.

	Mínimo	Médio	Máximo
Altura h	200 mm	-	750 mm
Diâmetro D	200 mm	-	600 mm
Diâmetro d	100 mm		
Massa m	10 kg	42 kg	70 kg

A partir de Eq. (1) e dos valores mínimos e máximos para o diâmetro, altura e massa, é possível obter o diagrama do campo de variedades de bobinas, representado na Fig. (2.4):

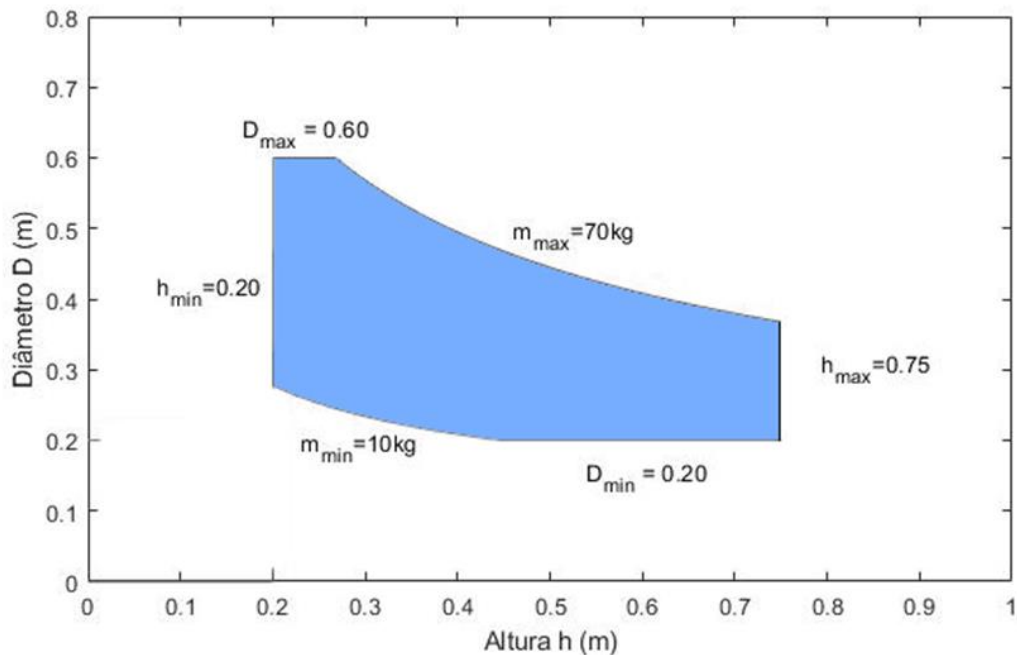


Figura 2.4: Diagrama do diâmetro versus altura com campo de variedades (em azul) das bobinas.

## 2.4 DEMANDA DE PRODUÇÃO

A indústria funciona em três turnos em todos os dias da semana. Foi fornecida a produção diária média de bobinas para consideração no projeto de 350 unidades. Considerando a massa média das bobinas de 42 kg, obtém-se a produção diária de 14700 kg. Esses dados são os atuais e também será os considerados para o projeto, pois a indústria não planeja aumentar de forma considerável sua produção nos próximos anos.

## 2.5 REQUISITOS DO PROJETO

A partir do que foi exposto, conclui-se que o transportador deverá mover as bobinas conforme mostra a Fig. (2.5).



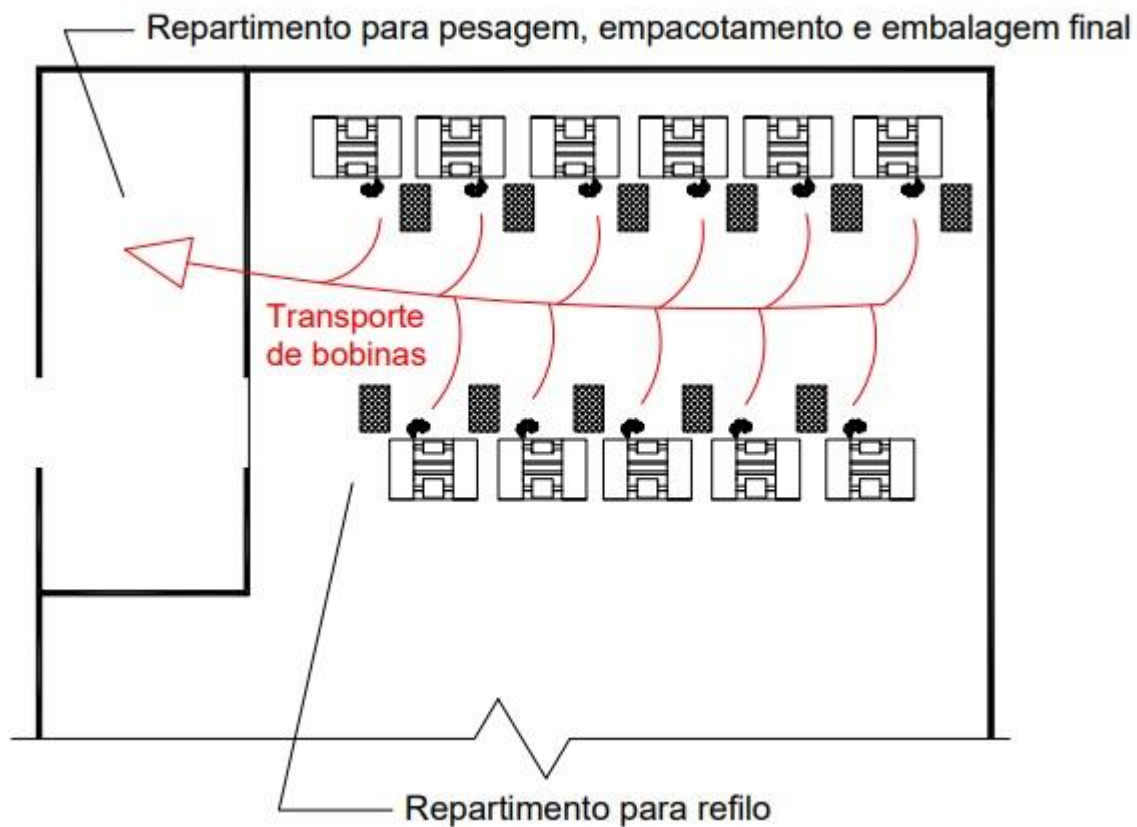


Figura 2.5: Fluxo de transporte.

Além disso, deverá cumprir os seguintes requisitos:

- não bloquear de modo definitivo a passagem de funcionários entre as duas fileiras de máquinas de refilo;
- realizar a pesagem individual das bobinas que são transportadas;
- permitir a acumulação de bobinas no final do transporte (no repartimento de pesagem, empacotamento e embalagem final);
- não danificar ou sujar as bobinas e
- estar de acordo com as Normas Técnicas e Normas Regulamentadoras.

### 3 TRANSPORTADORES UNITÁRIOS

Uma máquina transportadora move certo material de um ponto A até um ponto B sem adicionar valor ou alterá-lo. Alguns dos principais objetivos da implementação de transportadores em uma indústria são reduzir o manuseio manual ao mínimo; realizar as operações de manuseio pelo menor custo; reduzir a carga de trabalho dos operadores; melhorar as considerações ergonômicas para cada operador; melhorar o fluxo de trabalho entre as operações; aumentar o rendimento e transportar o produto onde não seria seguro fazê-lo manualmente (MCGUIRE, 2010).

Existem diversos tipos de transportadores para mover diversos tipos de material. Neste capítulo, são discutidos apenas os tipos de transportadores que podem mover materiais unitários.

A grande maioria das aplicações usa algum dos seguintes tipos de transportadores:

- correia transportadora;
- transportador de roletes;
- transportador por corrente modular;
- corrente transportadora;
- transportador aéreo.

#### 3.1 CORREIA TRANSPORTADORA

Os transportadores de correia são os mais utilizados atualmente entre os transportadores acionados. São compostos principalmente por correia, tambores, roletes, motor de acionamento e redutor. O acionamento pode ser feito também por tambores autoacionados (MCGUIRE, 2010).

A correia pode ser plana, como retratado pela Fig. (3.2) ou abaulada (côncava), como retratada pela Fig. (3.1). Usualmente, as correias planas são empregadas para transportar material unitário e as correias abauladas para transportar material a granel (DOCA, 2017).



Figura 3.1: Transportador de correia abaulada (MUMBA, 2015).

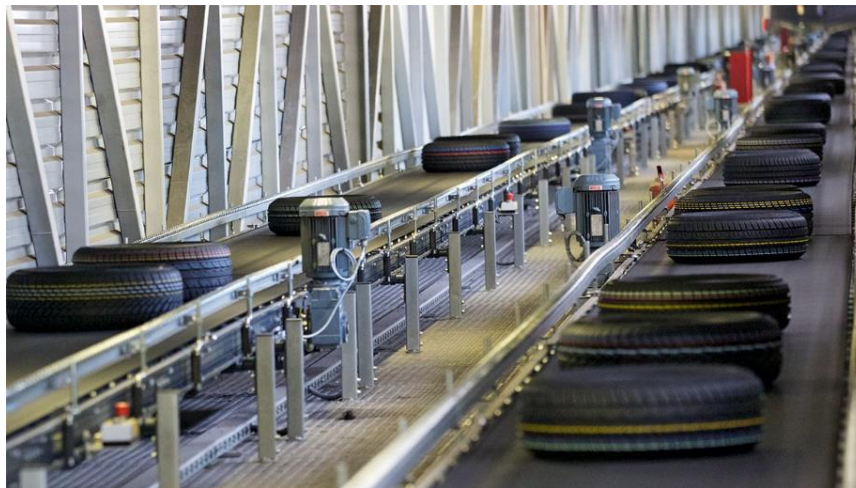


Figura 3.2: Transportador de correia plana (SEJAHTERA, 2018).

Esse tipo de transportador é comumente utilizado para cobrir longas distâncias com um único motor de acionamento, principalmente quando usado no transporte de materiais a granel (MCGUIRE, 2010). É adequado para elevação de cargas e aplicações com inclinação, sendo possível um ângulo de até 22 graus. Não é normalmente utilizado para acumulação de material, sendo preferível para essa função o transportador de roletes, entretanto pode desempenha-la quando é dividido em partes independentes e automatizadas (TRUSTY, 2015). É possível a construção de trajetórias curvas. Propicia menos risco de degradação dos materiais unitários em relação ao transportador de roletes (THOMAS&MULLER, 2015).

Para correias transportadoras de materiais a granel, existem diversas normas técnicas brasileiras. Dentre elas, se destacam a NBR 6177/2016 (Transportadores contínuos - Transportadores de correia – Terminologia) e a NBR 8011/2014 (Transportadores contínuos - Transportadores de correia - Cálculo da capacidade). No âmbito internacional, para correias transportadoras de material unitário, existe a ANSI/CEMA *Standard* #402.

### 3.2 TRANSPORTADOR DE ROLETES

Transportadores de roletes são compostos por uma estrutura e roletes com mancais de rolamento. Podem ser livres, como o apresentado pela Fig. (3.4), ou acionados, como o apresentado pela Fig. (3.3). Os acionados contam com um sistema de acionamento que pode ser feito por um motor elétrico externo ou com o uso de roletes autoacionados, com a potência sendo transmitida por correia, corrente ou eixo. (MCGUIRE, 2010). É utilizado somente para o transporte de materiais unitários e com dimensões suficientes. O diâmetro dos roletes e o espaçamento entre eles são definidos a partir das características do material a ser transportado. A inclinação necessária para um transportador de roletes livres é calculada com base em cada aplicação, sendo influenciada pela velocidade requerida, inércia e atrito dos roletes (TRUSTY, 2015).



Figura 3.3: Transportador de roletes acionados (EXCESSEQUIP, 2018).



Figura 3.4: Transportador de roletes livres (INDIAMART , 2018).



Os roletes oferecem menor resistência ao seu acionamento do que as correias, portanto os transportadores de roletes apresentam maior eficiência energética (CONVEYOR BELT TO ENERGY SAVINGS, 2015).

Para aplicações em que os materiais precisam ser acumulados ou afastados, o transportador de roletes é adequado pois permite variações de velocidades em locais diferentes. Também é possível o acionamento momentâneo de grupos de roletes onde o material está passando, economizando-se energia. Para a passagem de pessoas, pode-se projetar um mecanismo de cancela, com roletes livres ou acionados, conforme mostra a Fig.(3.4). O ruído gerado pela rotação dos roletes sobre os mancais é considerado uma desvantagem desse tipo de transportador (MCGUIRE, 2010).

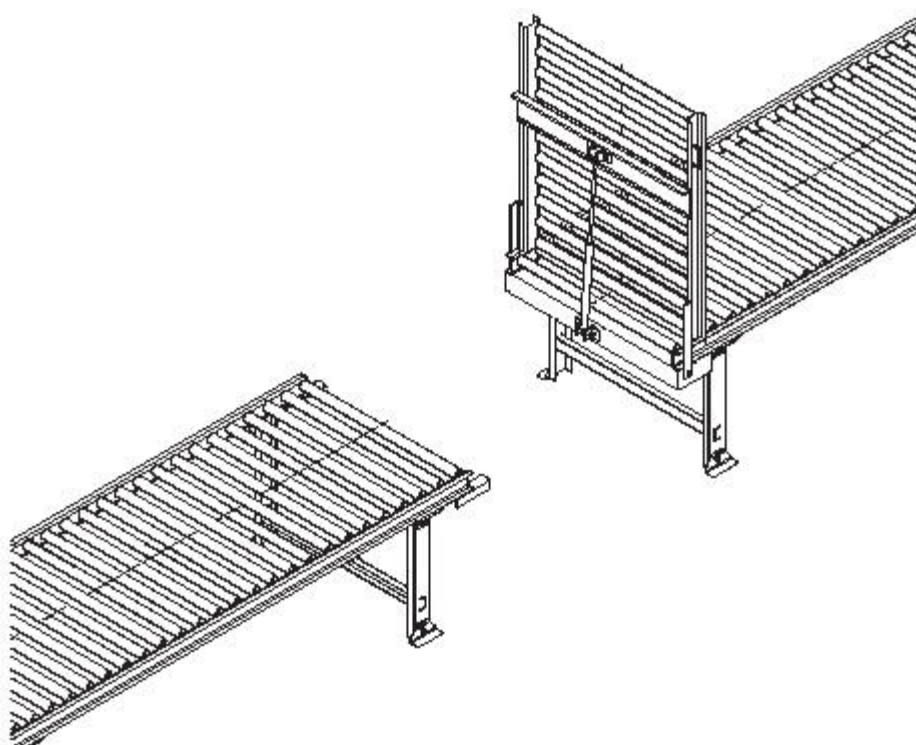


Figura 3.5: Mecanismo de cancela para transportador de roletes (MCGUIRE, 2010).

Não há normas técnicas para transportador de roletes no Brasil. A *Conveyor Equipment Manufacturers Association* (CEMA) produziu a *ANSI/CEMA Standard NO.401-2003* para transportadores de roletes livres, a *ANSI/CEMA Standard NO.406-2003* para transportadores de roletes acionados por eixo e a *ANSI/CEMA Standard NO.404-2009* para transportadores de roletes acionados por corrente.

### 3.3 TRANSPORTADOR POR CORRENTE MODULAR

As correntes dedicadas ao transporte denominadas correntes modulares possuem partes de metal ou plástico interconectadas de modo que a torne com a flexibilidade adequada à sua aplicação. São normalmente utilizadas para transporte de comidas e outras cargas leves. Possuem ótima aplicabilidade

para trajetos com curvas de diferentes raios em um mesmo segmento, o que é impossível ou muito caro com o uso de correias convencionais. Geralmente permitem a inversão de sentidos, portanto sua tração é feita sem ser nas extremidades (FLEXLINK, 2018). A Figura (3.5) apresenta um exemplo desse tipo de transportador.



Figura 3.6: Transportador por corrente modular (CENTRAL CONVEYORS LTD, 2018).

Um subtipo específico é o *tabletop*, o qual constitui-se de uma corrente com placas planas que formam uma base plana para o transporte. É comumente utilizado para o transporte de garrafas, latas e caixas em fila única ou com algumas unidades lado-a-lado (MCGUIRE, 2010).

Pode ser aplicada para realizar o afunilamento dos materiais unitários ou alterar direção com o uso de guias laterais, pois as placas da corrente permitem o deslizamento. Entretanto, o tipo *tabletop* possui capacidade menor de propiciar trajetórias com curvas fechadas. As placas geralmente são metálicas, mas também podem ser de plástico (INDUSCOR, 2018). As Figuras (3.6) e (3.7) apresentam exemplos de transportador de corrente tipo *tabletop*.



Figura 3.7: Transportador tipo tabletot (DYNO, 2015).

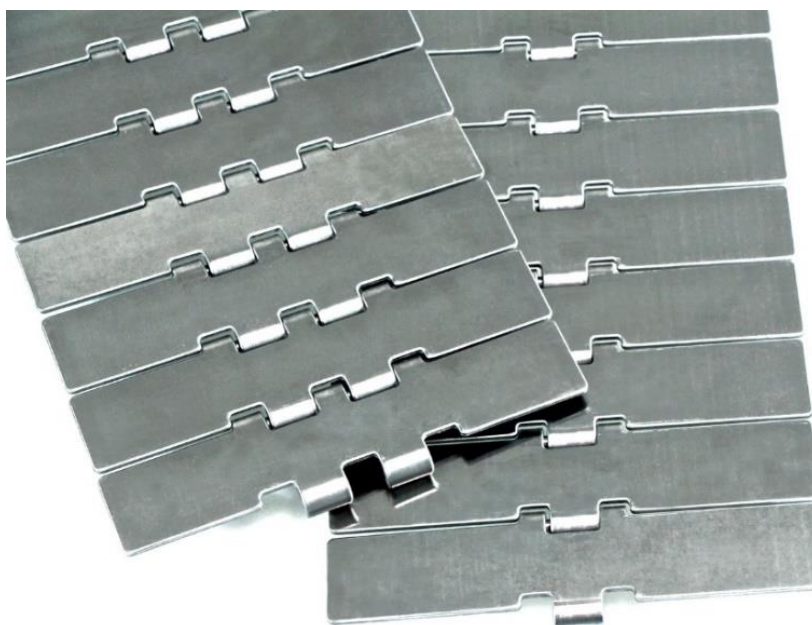


Figura 3.8: Corrente tipo tabletop (USAROLLERCHAIN, 2018).

Não existem normas técnicas para o projeto de transportadores por corrente modular. Entretanto, a CEMA produziu o *Chain Installation, Maintenance & Best Practices*, um guia de boas práticas para esse tipo de equipamento.

### 3.4 CORRENTE TRANSPORTADORA

Outra forma de transporte por corrente é com o uso das familiares correntes de transmissão, ou correntes de rolos. Dispostas em paralelo com duas ou mais unidades, elas recebem a tração de uma roda dentada e traciona uma carga, conforme é retratado pela Fig. (3.8). Geralmente esse tipo de transportador é utilizado para cargas pesadas como *pallets* carregados (MCGUIRE, 2010).



Figura 3.9: Transportador de correntes para pallets (NEWSHAWKTIME, 2015).

Existem também outros tipos de correntes para aplicações específicas de transporte. Elas podem ter taliscas e formatos dedicados à movimentação da carga. Um exemplo mais comum é o tipo *redler*, para o transporte de grãos e farelos (INDUSCOR, 2018).

A norma ANSI B29.1 -1975 padroniza as correntes de rolos quanto ao seu tamanho.

### 3.5 TRANSPORTADOR AÉREO

O transportador aéreo de corrente constitui-se de trilhos suspensos por onde correm os carros de carga (*trolleys*). Podem ser livres, acionados ou mistos. Os mistos são conhecidos como *Power and Free* ou P&F (MCGUIRE, 2010).

Os livres permitem a movimentação das cargas apenas com força manual ou com o uso da gravidade, sendo adequado em processos de pouca produção e de cargas suficientemente leves para essa aplicação. A Figura (3.9) apresenta um exemplo de carro de carga (ou *trolley*) do tipo livre.



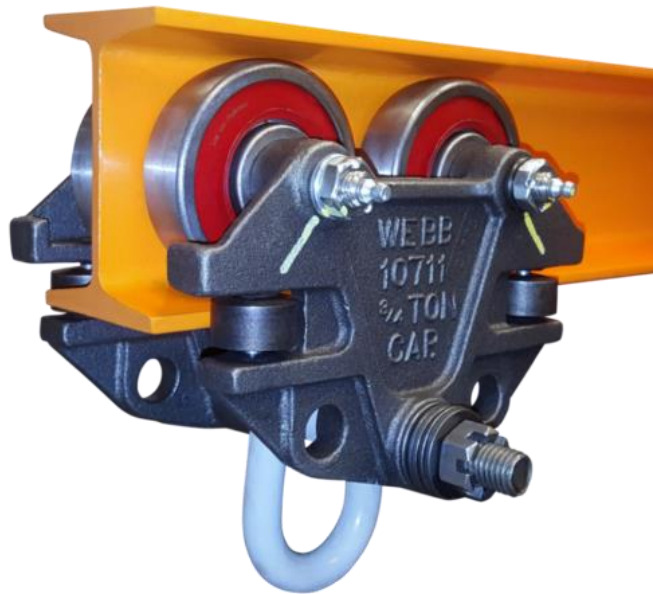


Figura 3.10: Carro de carga ou *trolley* do tipo livre (ULTIMATION , 2015).

Os acionados possuem uma corrente que tracionam os carros de carga. Podem ser contínuos ou descontínuos (*Stop&Go*), a depender do processo de produção. Entretanto, com o sistema acionado simples, todos os carros são interconectados, de modo que todos tenham a mesma velocidade e distanciamento.

Os trilhos podem ser abertos ou fechados. Os abertos, como exemplificado pela Fig. (3.10), constituem-se de vigas e a corrente de tração é visível. Os fechados, como exemplificado pela Fig. (3.11) constituem-se de condutos por onde passam os carros que são parte integral da corrente (ACCI , 2015).



Figura 3.11: Carros de carga tracionados em trilho aberto (CONVEYOR INTEGRATION INC , 2014).

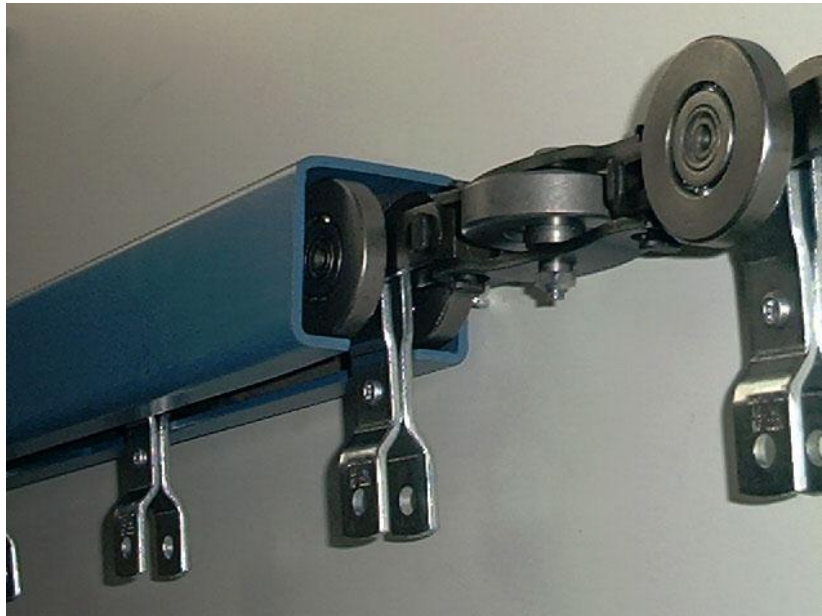


Figura 3.12: Sistema de carro de carga e corrente em trilho fechado (MARTIN GREGORY CONVEYOR AND ENGINEERING COMPANY, 2016).

O tipo *Power and Free* é constituído de dois trilhos: um por onde corre o carro de carga e outro por onde corre a corrente, conforme é demonstrado no exemplo da Fig. (3.12). O carro de carga pode ser acoplado ou não à corrente por mecanismos, possibilitando a estocagem de cargas e a parada em processos produtivos de modo independente dos demais carros de carga. Evidentemente é mais caro (ACCI, 2015).



Figura 3.13: Sistema Power & Free (MARTIN GREGORY CONVEYOR AND ENGINEERING COMPANY, 2016).

Os transportadores aéreos possuem como vantagem a menor ocupação do piso em relação aos transportadores com base no chão (MCGUIRE, 2010). Podem mover diversos tipos de cargas unitárias e a relevância da geometria da carga não é tão alta como a movida por outros tipos de transportadores, ou seja, apenas o carro de carga deve ser compatível com a geometria do material transportado, e não todo o transportador. Possui boa aplicabilidade para trajetos inclinados. Outra vantagem é o isolamento






dos sistemas de acionamento, reduzindo-se, desse modo, a probabilidade de acidentes com trabalhadores. Suas desvantagens são o maior ruído gerado, desgaste acentuado dos carros e correntes e possibilidade de derramamento de lubrificante no produto transportado. (MATERIAL HANDLING EQUIPMENT, 2008)

A norma existente para os transportadores aéreos é a ANSI/CEMA *Standard* NO 601-1995.

### **3.6 TABELA RESUMO DOS TIPOS DE TRANSPORTADORES**

A Tabela (3.1) apresenta um resumo das aplicações, vantagens e desvantagens de cada tipo de transportador apresentado neste Capítulo.

Tabela 3.1: Tabela resumo das aplicações, vantagens e desvantagens de cada tipo de transportador.

Tipo de Transportador		Aplicações usuais	Vantagens	Desvantagens
Correia transportadora		Para materiais a granel (com uso de correia abaulada) e praticamente qualquer tipo de material unitário (com uso de correia plana).	Baixo custo. Simplicidade. Boa aplicabilidade para inclinação. Não degradação dos materiais durante o transporte.	Impossibilidade de acumulação de material em segmentos contínuos.
Transportador de roletes		Para materiais unitários com dimensões suficientes.	Maior eficiência energética. Possibilidade de acionamento independente de grupos de roletes e de acumulação de materiais. Possibilidade de projetar uma cancela.	Maior número de peças, custo e ruído gerado. Restrição das dimensões do material transportado.
Transportador por corrente modular		Comidas e outras cargas leves unitárias. Com o uso de correntes tipo <i>tabletop</i> : para garrafas, latas e caixas, geralmente em fila única.	Possibilidade de formar trajetos com curvas de diferentes raios e intercaladas com seções retas. As correntes <i>tabletop</i> permitem o afunilamento e demais operações com deslissamento.	Límite de carga relativamente baixo. Baixa tolerância de temperatura.
Corrente transportadora		Cargas de dimensões fixas, pallets carregados	As correntes de transmissão permitem elevadas forças de tração.	Necessidade do aparato de fixação do material à corrente.
Transportador aéreo		Praticamente todos os tipos de materiais unitários.	Menor ocupação do piso. Geometria da carga relevante apenas para o carro de carga. Isolamento dos sistemas de acionamento. Boa aplicabilidade para trajetos inclinados.	Maior ruído gerado. Desgaste acentuado nos carros de carga e na corrente. Possibilidade de derramamento de lubrificante na carga.

A partir dessas informações e do Estudo de Caso, seleciona-se o tipo de transportador. A decisão é apresentada no Projeto Conceitual.

## 4 PROJETO CONCEITUAL

### 4.1 METODOLOGIA DO PROJETO

O projeto propriamente dito é apresentado em dois capítulos. Neste capítulo é apresentado o projeto conceitual do transportador, ou seja, as principais decisões tomadas para que seja possível iniciar o projeto detalhado, apresentado no próximo capítulo.

A primeira etapa do projeto conceitual consiste em fazer a alteração adequada do *layout* industrial, respeitando as Normas Regulamentadoras e outros requisitos. Em seguida é feita a decisão do tipo de transportador utilizado. Após isso, são atribuídas as dimensões principais, tais como o comprimento, a largura e a altura do transportador. A escolha do tipo de acionamento é feita em seguida, bem como as considerações iniciais sobre o mecanismo de pesagem e o sistema de controle.

### 4.2 ALTERAÇÃO DO LAYOUT

A Norma Regulamentadora 23 do Ministério do Trabalho, que trata sobre proteção contra incêndios, define que as saídas e vias de passagem não devem ter menos de 1,20 m. Também deve ser reservada uma largura livre de 2,70 m para a manobra de empilhadeiras para a instalação das bobinas brutas nas máquinas de refilo (BANZATO, 2001).

Apenas duas propostas de *layout* respeitam a NR 23 e o corredor operacional para as empilhadeiras. Elas estão apresentadas pelas Figuras (4.1) e (4.2), denominadas respectivamente de propostas A e B. Em ambos os casos, as gaiolas que armazenam as rebarbas de filme plástico são movidas para trás das máquinas de refilo para que o operador fique mais próximo ao transportador.

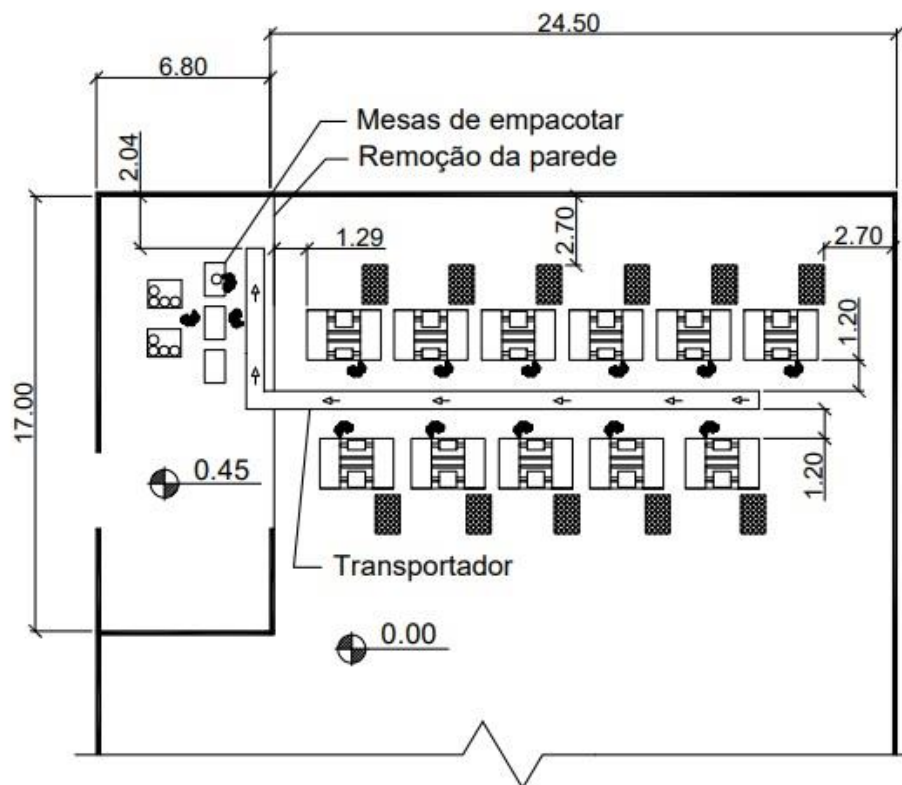


Figura 4.1: Proposta de *layout* A.

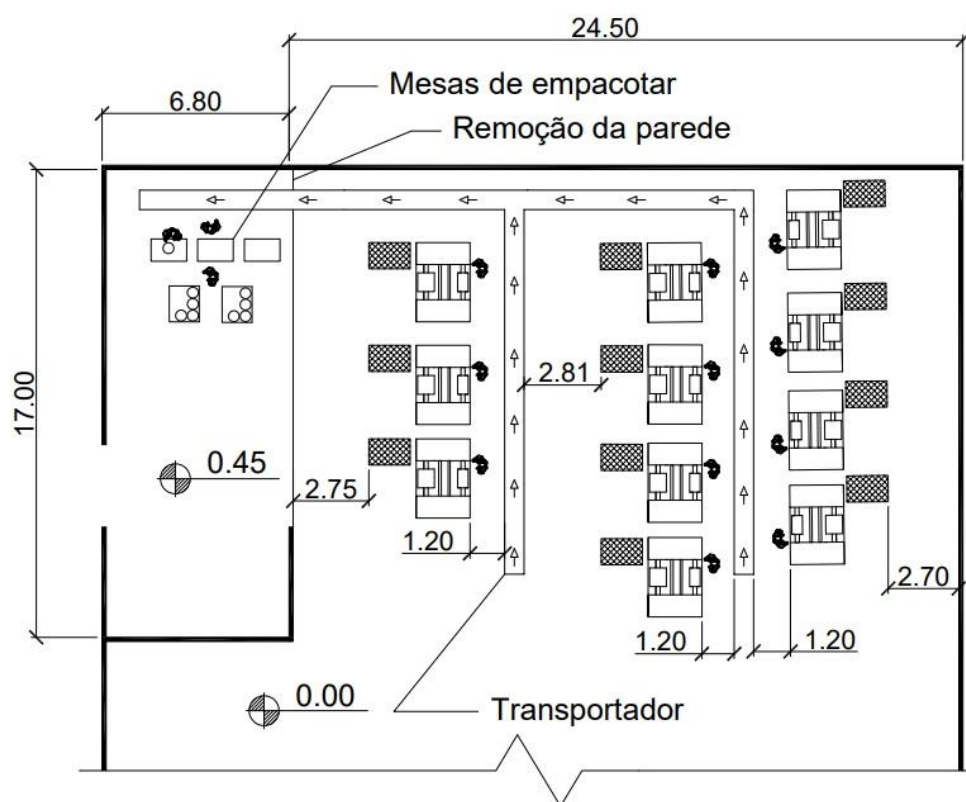


Figura 4.2: Proposta de *layout* B

O comprimento aproximado do transportador resultante da proposta A é de 27 metros, enquanto o da proposta B é de 50 metros. Além disso, a proposta A apresenta apenas um desvio de direção, enquanto a proposta B apresenta um desvio e uma convergência. Portanto, **a proposta A é escolhida como o layout do projeto**, devido à sua maior simplicidade e consequente maior economia.

### 4.3 ESCOLHA DO TIPO DE TRANSPORTADOR

Considerando-se o estudo de caso feito no Capítulo 2 e a revisão teórica acerca dos tipos de transportadores feita no Capítulo 3, é preciso escolher o tipo de transportador para o projeto. De antemão, eliminam-se os tipos de transportadores que não satisfazem as exigências do projeto. São eles: a corrente transportadora e o transportador aéreo.

A corrente transportadora necessita de um aparato de fixação para mover as bobinas. Tal aparato deve ir e voltar ou retornar através de outro ramo, gerando um circuito fechado. Isso seria um dispêndio desnecessário, visto que há outros transportadores que não necessitam do aparato. É por causa disso que a corrente transportadora é comumente utilizada para o transporte de *pallets*, conforme foi exposto pelo Capítulo 3. É, portanto, inadequado à função requerida por esse projeto.

O transportador aéreo possui a inconveniência do risco de derramamento de lubrificante na carga. As bobinas deste projeto se destinam em sua maioria à embalagem de alimentos e deve haver higiene adequada. Gotas de lubrificante poderiam impossibilitar o aproveitamento de uma bobina. Sendo assim, o transportador aéreo também é inadequado para a aplicação pretendida.

Desse modo, restam como alternativas a correia transportadora, o transportador de roletes e o transportador por corrente modular. Com eles, são feitas matrizes de decisão para cada seção do transportador, que terá um segmento principal, uma curva, um segmento de pesagem e um segmento de manuseio, conforme apresenta a Fig. (4.3). As matrizes de decisão são compostas pelos quesitos e seus respectivos pesos. Cada transportador recebe uma nota para cada quesito e a nota final é a média ponderada com base nos pesos dos quesitos.



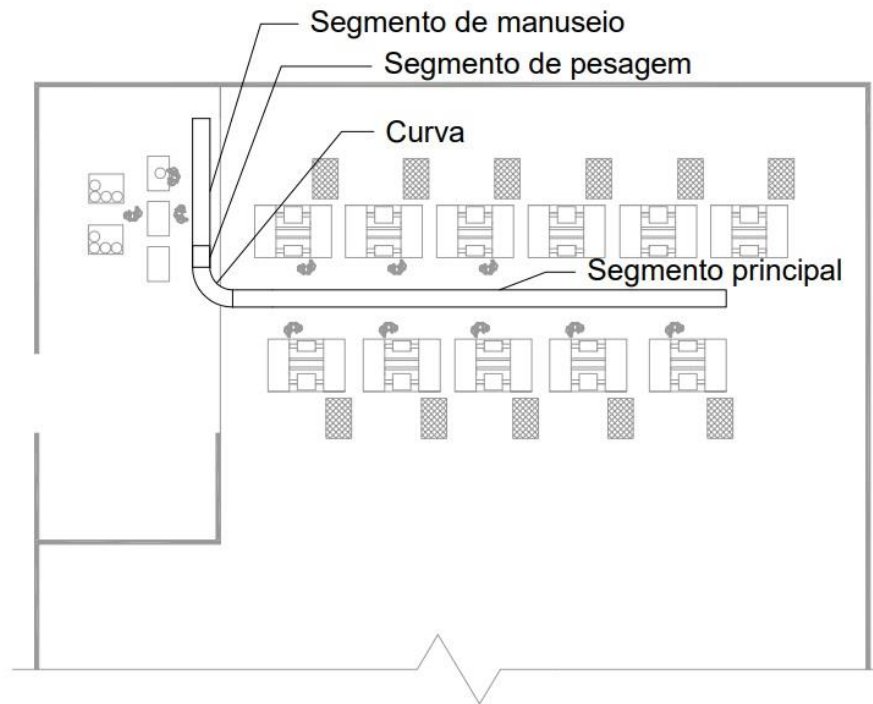


Figura 4.3: Segmentos do transportador

#### 4.3.1 Segmento principal

O segmento principal será onde os operadores das máquinas de refilo irão depositar as bobinas.

Nessa seção, a capacidade de acionamento independente entre diferentes segmentos será de grande importância pois o transporte de bobinas poderá iniciar em qualquer ponto na reta que passa pelo setor de refilo. Assim, dispensar partes do transportador de funcionar economizará energia e aumentará a vida útil. Esse quesito recebe, portanto, o maior peso: 5.

A possibilidade de ter uma cancela permitirá maior flexibilidade de movimentação de funcionários. Entretanto, a passagem pelo transportador deverá ser um evento extraordinário na rotina da indústria, como por exemplo facilitar um processo de manutenção em alguma das máquinas. Esse quesito recebe o peso 3.

O quesito simplicidade é a consideração do número de peças para o transportador e também recebe peso 3.

A Tabela (4.1) apresenta a matriz de decisão para o segmento de manuseio, feita com base no que foi supracitado e nas características dos transportadores apresentadas no Capítulo 3.



Tabela 4.1: Matriz de decisão do tipo de transportador do segmento principal.

Segmento principal				
Quesito	Capacidade de acionamento independente	Possibilidade de ter uma cancela	Simplicidade	Resultado
Peso	5	3	3	
Correia transportadora	0,0	0,0	1,0	0,27
Transportador de roletes	1,0	1,0	0,0	0,73
Transportador por corrente modular	0,0	0,0	0,0	0,00

Portanto, o transportador de roletes se mostra o mais apropriado para esse segmento.

#### 4.3.2 Curva

Os diversos tipos de transportadores diferem em relação à facilidade com que uma curva pode ser construída. Conforme apresentado no Capítulo 3, uma curva é mais facilmente construída utilizando-se a corrente modular.

Entretanto, outro quesito considerado é a uniformidade do projeto. Quanto mais diversificados são os componentes do projeto, maior é a complexidade das compras e da construção e maior o custo do equipamento.

Dessa forma, a matriz de decisão para a curva, apresentada na Tab. (4.2), possui esses dois quesitos, com o mesmo peso.

Tabela 4.2: Matriz de decisão para tipo de transportador da curva.

Curva			
Quesito	Uniformidade do projeto	Facilidade de formar trajetórias curvas	Resultado
Peso	1	1	
Correia transportadora	0,0	0,0	0,00
Transportador de roletes	1,0	0,5	0,75
Transportador por corrente modular	0,0	1,0	0,50

A matriz de decisão resulta na escolha de roletes para a construção da curva.

### 4.3.3 Segmentos de pesagem e de manuseio

O quesito único e fundamental para os segmentos de pesagem e manuseio é a capacidade de transporte livre. Portanto, não é necessária a construção de matrizes de decisão e o único tipo de transportador possível é o de roletes.

## 4.4 DIMENSÕES PRINCIPAIS

### 4.4.1 Comprimentos

O *layout* projetado exige, conforme mostra a Fig. (4.1), um transportador com uma curva de 90 graus e um segmento para a medição do peso da bobina que passa por ele. Também é projetada uma cancela no transportador de roletes, de modo que, em um evento excepcional na rotina da indústria, seja possível a passagem de um funcionário movendo ou não um *pallet*.

O **segmento principal** tem início no ponto onde o primeiro operador de refile consiga levar a bobina da mesma forma que os demais. Um comprimento de 17 m se mostra satisfatório.

No fim do segmento principal haverá um **segmento inclinado**, pois há diferença de altura entre os pisos dos dois repartimentos que receberão o transportador. Nele também será construído o mecanismo de cancela, o qual permitirá a passagem de um *pallet*, cujo maior lado tem o comprimento de 1,30 m. Desse modo, um comprimento de 1,50 m na horizontal é atribuído a esse segmento.

A **curva** de 90 graus será constituída de roletes cônicos, para que a velocidade angular em todos os pontos em que a carga é tracionada seja a mesma. Para o projeto de segmentos curvos, o raio menor (interior) é padronizado em 850 mm. A partir dele, são feitos os cálculos da largura mínima necessária para o objeto transportado não exceder as margens do transportador.

O **segmento de pesagem** deverá permitir a acomodação da maior bobina possível deitada. A altura máxima da bobina, conforme apresentado no Capítulo 2, é de 750 mm. Portanto, o valor de 800 mm foi atribuído ao comprimento desse segmento.

Por último, o **segmento de manuseio** será onde os funcionários irão acumular ou retirar manualmente as bobinas para o empacotamento. O valor máximo de 4,77 metros permitirá uma passagem livre de 1,20 m; instituída pela NR 23, entre sua extremidade e a parede.

A Figura (4.4) apresenta os segmentos do transportador e seus comprimentos.

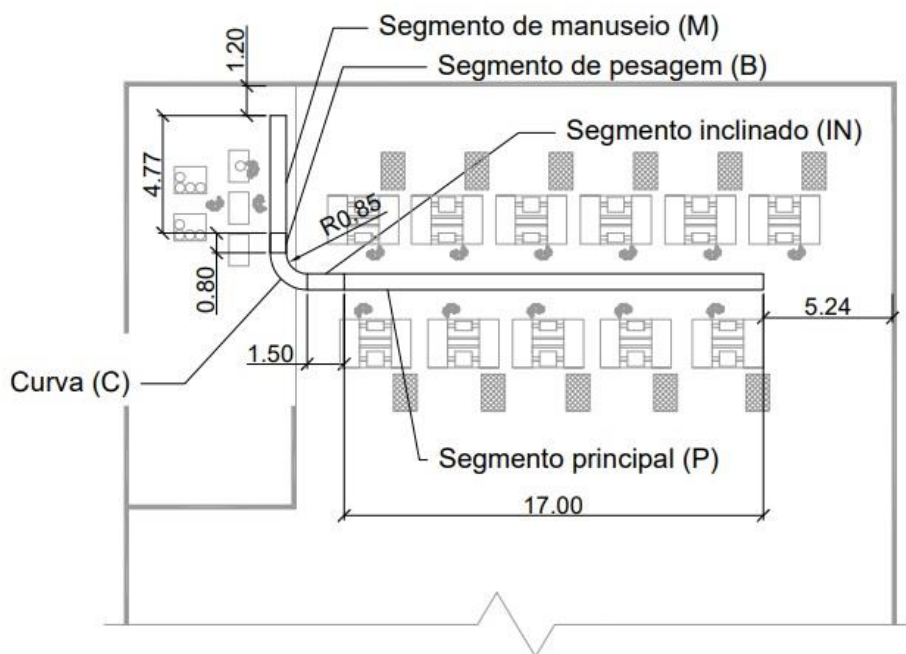


Figura 4.4: Segmentos e seus comprimentos

#### 4.4.2 Largura

A largura do transportador é atribuída de modo que as maiores bobinas possam ser transportadas. Haverá duas formas de transporte de uma bobina: em pé ou deitada. Uma bobina não deverá ser colocada com seu eixo paralelo aos roletes, pois ela giraria em torno do próprio eixo e não se moveria. A Figura (4.5) ilustra as formas de transporte.



Figura 4.5: Formas apropriadas de transporte.

A curva exige uma análise mais complexa e por isso é analisada primeiro. A Figura (4.6) apresenta as dimensões que são consideradas no cálculo para um arco de circunferência generalizado.

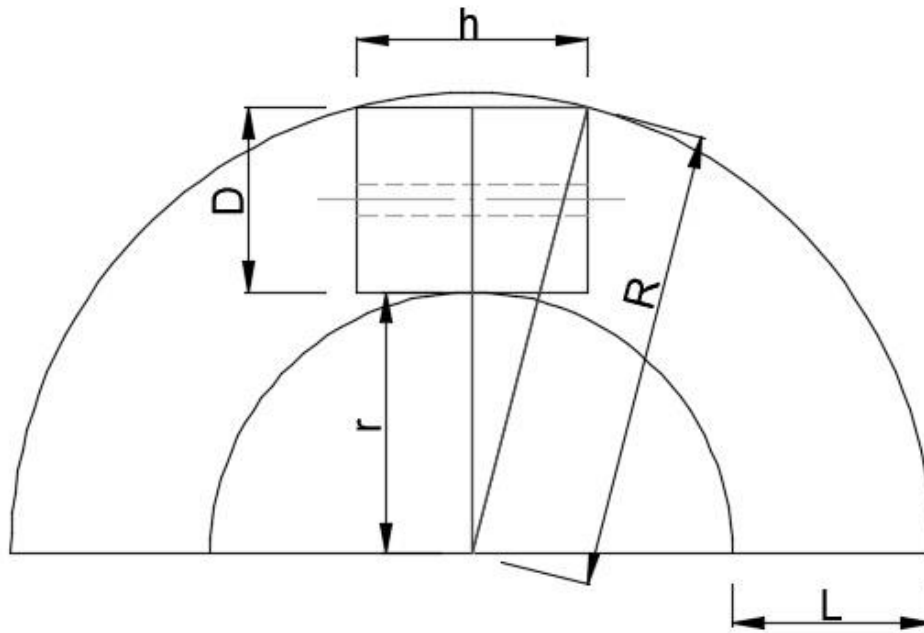


Figura 4.6: Curva de transportador de roletes.

Na Figura (4.6),  $D$  é a largura do objeto (nesse caso o diâmetro da bobina),  $h$  o comprimento,  $r$  o raio interno da curva,  $R$  o raio externo e  $L$  a largura do transportador. A partir da aplicação do Teorema de Pitágoras, tem-se:

$$L_{min} = \sqrt{(r + D)^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2} - r \quad (2)$$

Conforme é dito no item (4.4.1), o raio interior da curva em um transportador de roletes é padronizado e vale  $r = 850$  mm.

Atribuindo-se às variáveis as dimensões máximas apresentadas na Tabela (2.1), obtêm-se  $D = 600$  mm e  $h = 750$  mm. Tendo em vista as dimensões máximas de uma bobina, mesmo que a combinação de diâmetro e largura máximas resulte em uma massa superior ao limite de 70 kg, obtém-se a largura mínima para a curva:  $L_{min, curva} = 648$  mm.

Nas seções retas, a largura mínima deverá ser igual ao diâmetro máximo das bobinas, logo  $L_{min, reta} = 600$  mm.

Portanto, as seleções dos roletes cônicos e cilíndricos são feitas a partir dessas larguras mínimas, para a curva e para as retas, respectivamente.

#### 4.4.3 Altura

As alturas de cada seção do transportador são atribuídas considerando critérios ergonômicos. O Centro Canadense de Saúde e Segurança Ocupacional (CCOHS) (2014) define que a altura do transportador para trabalhos pesados deve ser de 20 a 40 cm abaixo da altura do cotovelo.

No Brasil, o Instituto Nacional de Tecnologia realizou em 1988 um estudo antropométrico a partir de uma amostra de 3100 homens trabalhadores brasileiros. A Tabela (4.3) apresenta os dados estatísticos relativos à altura dos cotovelos.

Tabela 4.3: Média, desvio padrão e percentis para a altura dos cotovelos de homens trabalhadores brasileiros (INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGIA, 1988).

Medida	Média	Desvio Padrão	P.5%	P.50%	P.95%
Altura do cotovelo, sujeito em pé	104,4	4,9	96,5	104,5	112,0

Para este projeto, é considerado o intervalo de 96,5 cm até 112,0 cm para a altura dos cotovelos, o qual corresponde a 90% dos homens trabalhadores brasileiros. Em vista disso e do intervalo apropriado da altura do transportador em relação à altura dos cotovelos do operador definido pela CCOHS, obtém-se o intervalo apropriado para 90% dos indivíduos da categoria. A Figura (4.7) ilustra essas considerações.

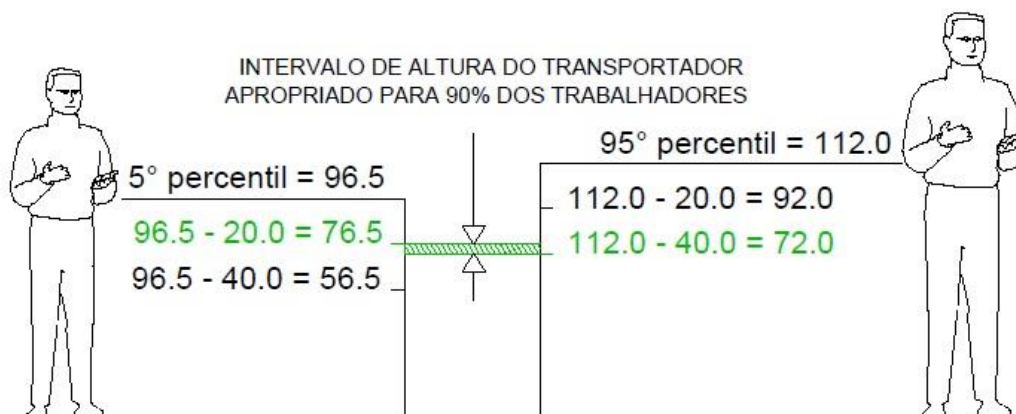


Figura 4.7: Intervalo de altura apropriado para o transportador.

Portanto, a altura da superfície superior dos roletes nas seções onde haverá descarga ou manuseio das bobinas deverá se situar entre 720 e 765 mm.

Os segmentos onde não haverá manuseio das bobinas, o inclinado e a curva, não possuem limitações de altura.

#### 4.4.4 Tabela resumo das dimensões principais

A Tabela (4.4) apresenta o comprimento, a largura mínima e o intervalo de altura para cada segmento do transportador.

Tabela 4.4: Comprimentos, larguras mínimas e intervalos de altura para cada segmento.

Segmento	Comprimento	Largura mínima	Altura mínima	Altura máxima
Principal	17,00 m	600 mm	720 mm	765 mm
Inclinado	1,50 m	600 mm	-	-
Curva	Raio int. = 0,85 m	648 mm	-	-
Pesagem	0,80 m	600 mm	720 mm	765 mm
Manuseio	4,77 m	600 mm	720 mm	765 mm

## 4.5 DECISÕES SOBRE ACIONAMENTO

### 4.5.1 Segmentos acionados e segmentos livres

Os transportadores de roletes podem ser livres ou acionados, conforme apresentado no Capítulo 3. Evidentemente, é sempre desejável que o transporte possa ser feito de forma livre, uma vez que dessa maneira não é necessário o gasto com motores, correntes e energia elétrica. Entretanto, o transporte livre por gravidade necessita de uma inclinação adequada que nem sempre é aplicável.

A inclinação necessária para que uma carga se mova a uma velocidade  $v$  em um transportador de roletes livres é dada pela Eq. (3) (MONDOL, 2017).

$$tg(\alpha) = \frac{2\lambda}{D} + \left[ \left( 1 + \frac{\omega N}{G} \right) \cdot \frac{\mu d}{D} \right] + \frac{qn\omega v^2}{gLG} \quad (3)$$

onde:

- $\alpha$  é o ângulo de inclinação (rad);
- $\lambda$  é o coeficiente de resistência ao rolamento (m);
- $D$  é o diâmetro do rolete (m);
- $\omega$  é a massa da parte do rolete que gira (kg);
- $N$  é o número de roletes que sustenta uma carga;
- $\mu$  é o coeficiente de atrito no mancal;
- $d$  é o diâmetro do mancal (m);
- $q$  é um fator de correção para o cálculo da energia cinética e vale 0,85;
- $n$  é o número total de roletes;
- $L$  é o comprimento total (m) e
- $g$  é a aceleração da gravidade (m/s<sup>2</sup>).

Mesmo antes de conhecer as variáveis  $D$ ,  $\omega$ ,  $N$ ,  $\mu$ ,  $d$  e  $n$ ; é possível, baseando-se em boas estimativas e no catálogo Interroll, utilizar a Eq. (3) para verificar a possibilidade do segmento principal não ser acionado, ou seja, funcionar apenas com a força da gravidade.

O diâmetro de 50 mm é o mais comum para roletes (MCGUIRE, 2010). No catálogo da Interroll, um rolete livre capaz de suportar até 1200 N de carga tem os diâmetros de 50 mm e 30 mm disponíveis, conforme apresenta a Fig. (4.8). Assim, considera-se o diâmetro de 50 mm, valor que é o mais comum e também o mais otimista segundo a Eq. (3). O valor do coeficiente de resistência ao rolamento para o rolamento entre plástico e metal é  $\lambda = 0,002$  m (MONDOL, 2017). Com isso é possível calcular o primeiro termo do lado direito da Eq. (3) ( $2\lambda/D$ ), que resulta em 0,08.

Modelo de eixo, eixo retrátil																	
Material do tubo	Rolamento de esferas	Ø do tubo mm	Ø do eixo mm	Máx. capacidade de carga em N													
				com comprimento de montagem em mm													
				100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1400	1600	
Aço, galvanizado	Rolamento de esferas metálico, temperado	30 x 1,2	8	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	—	—	—	—
		50 x 1,5	10	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	920	825	750	640	560	440

Figura 4.8: Exemplo de dimensões de um rolete comum (INTERROLL, 2011).

Já a tangente do ângulo de inclinação máximo possível para o segmento principal é igual a:

$$tg(\alpha) = \frac{\Delta h}{L} \quad (4)$$

onde  $L$  é o comprimento total do segmento principal (17,00 m) e  $\Delta h$  é a diferença entre os valores mínimos e máximo de altura: 720 mm e 765 mm, respectivamente, conforme apresentado no item anterior. O valor do termo  $tg(\alpha)$  resulta portanto em 0,002647.

A partir dos valores de  $2\lambda/D$  e  $tg(\alpha)$  obtidos, conclui-se que é impossível o transporte por gravidade, mesmo sem considerar os outros termos do lado direito da Eq. (3), pois, como todos seus termos são positivos, o fato do primeiro termo do lado direito já superar o valor do termo do lado esquerdo não permite uma velocidade de transporte positiva. Portanto, o transporte por gravidade no segmento principal é incompatível com os requisitos ergonômicos e esse segmento deve ser acionado.

Os **segmentos de pesagem e de manuseio** serão livres e horizontais, pois apenas a força manual será necessária para mover as bobinas, de acordo com a necessidade.

Entretanto, eles serão instalados no repartimento onde o piso se eleva em 45 cm (Fig. 4.1) em relação ao piso do repartimento de refilo. Essa diferença é superior ao intervalo de altura adequada apresentada na Tab. (4.4), o que torna necessária uma inclinação positiva para que as bobinas possam chegar aos segmentos de pesagem e manuseio em uma altura ergonomicamente adequada.

Considerando-se as dimensões da planta e do transportador, o ângulo de inclinação para o segmento inclinado resulta em  $15,1^\circ$ , conforme mostra a Fig. (4.9).

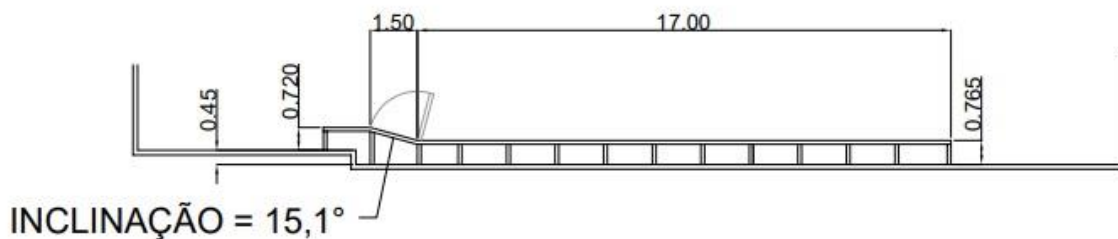


Figura 4.9: Desenho transversal do transportador e suas dimensões principais.

A partir do valor do ângulo de inclinação obtido, é possível definir as relações entre altura e diâmetro das bobinas que tombam e que não tombam na passagem pelo segmento inclinado, para que se possa averiguar se a inclinação restringe muito ou pouco uma boa utilização do transportador, com a consideração de que o transporte em pé das bobinas é melhor. Também é possível calcular o coeficiente de atrito necessário para que a carga seja transportada na inclinação. A Fig. (4.10) ilustra a situação crítica na qual o vetor da força peso se alinha com o vetor da força normal de modo que qualquer acréscimo no ângulo de inclinação resulta em tombamento.

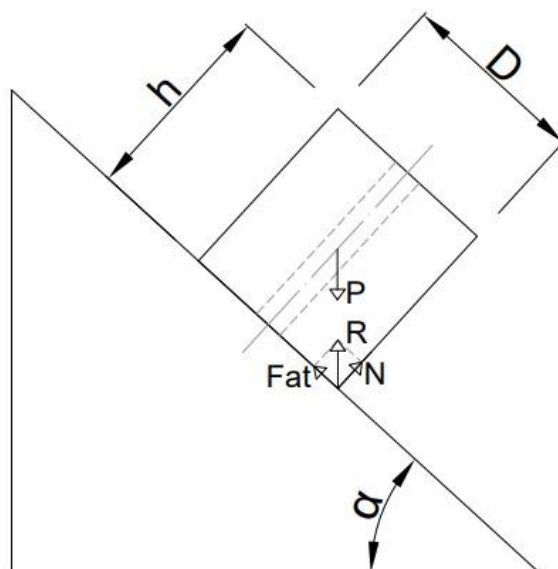


Figura 4.10: Situação crítica para o tombamento da bobina.

A partir da análise trigonométrica da situação crítica para qual R deve ter o mesmo módulo e direção de P, obtém-se a seguinte equação para que a bobina não tombe:

$$\operatorname{tg}(\alpha) < \frac{D}{h} \quad (5)$$

A força de atrito é dada por:

$$F_{at} = \mu N \quad (6)$$



em que  $\mu$  é o coeficiente de atrito e  $N$  é a força normal. Logo, para que a bobina não escorregue, é preciso que:

$$\operatorname{tg}(\alpha) < \mu \quad (7)$$

Portanto, para o transporte em pé, necessita-se:

$$\frac{D}{h} > 0,27 \quad (8)$$

Para que a bobina não tombe, é preciso que:

$$\mu > 0,27 \quad (9)$$

Tendo em vista a maior altura e o menor diâmetro, 750 mm e 200 mm respectivamente, a razão resulta em 0,267. Coincidentemente, esse valor é muito próximo ao limite mínimo da Eq. (8), de forma que uma parcela ínfima das configurações possíveis das bobinas com certeza irá tombar se transportadas em pé. A Figura (4.11) apresenta as configurações para o transporte em pé ou deitado quando atribuída uma margem de segurança de 40 mm, ou aproximadamente 5% do valor máximo da altura.

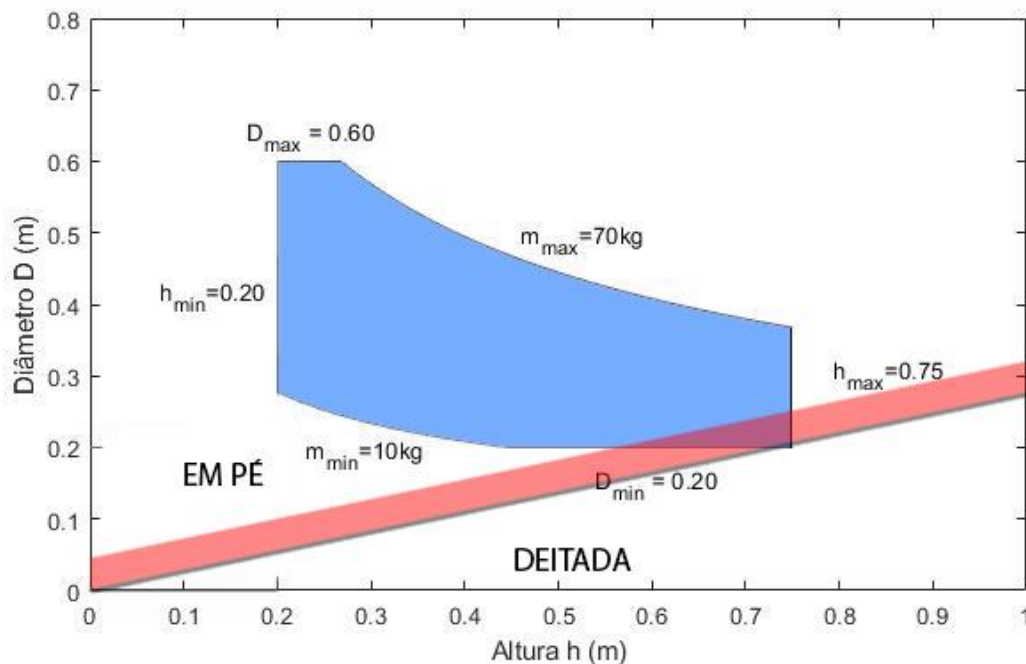


Figura 4.11: Configurações para o transporte em pé ou deitado com margem de segurança de 40 mm.

As decisões sobre segmentos acionados, livres e inclinados se mostram, portanto, satisfatórias, uma vez que a altura ergonômica será respeitada e praticamente todas as bobinas poderão ser transportadas em pé, facilitando assim seu manuseio. A Figura (4.12) ilustra as decisões tomadas nesta subseção.

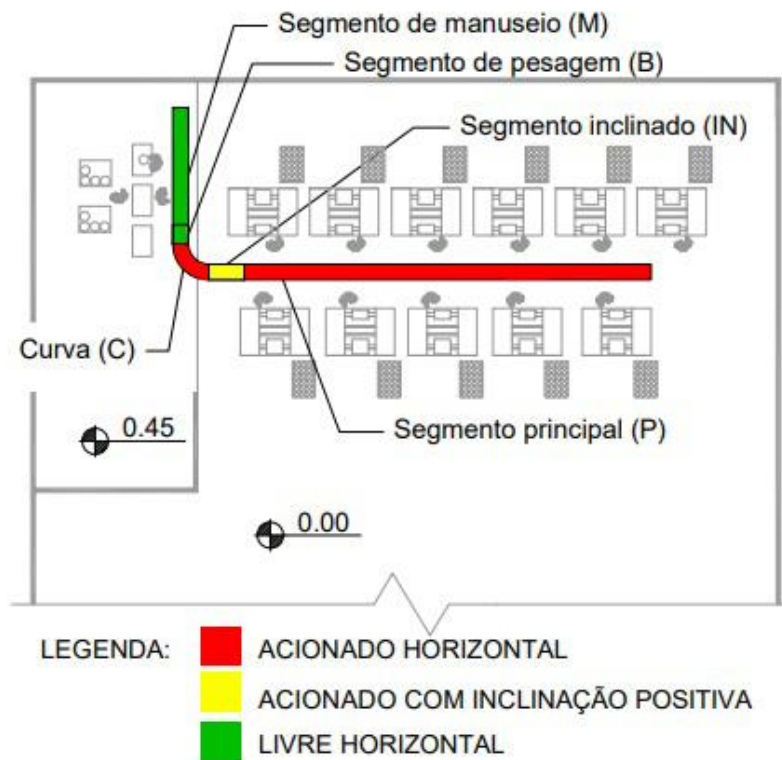


Figura 4.12: Segmentos acionados horizontais, inclinado e livre do transportador.

#### 4.5.2 Seções independentes no segmento principal

Um dos motivos pelos quais o transportador de roletes foi escolhido é a facilidade de propiciar acionamentos independentes. Para economizar energia, uma boa providência é dividir o segmento principal em zonas de acionamento independentes. Dessa forma, o sistema de controle irá acionar apenas o segmento necessário, uma vez que as bobinas poderão ser carregadas no transportador em qualquer ponto. Além disso, mesmo que a carga seja colocada no início do transportador, as zonas podem ser acionadas na medida em que a carga passa por elas.

Assim, o segmento principal será dividido em 4 partes iguais: P1, P2, P3 e P4. Cada parte gera uma zona que engloba as máquinas de refil de onde sairão as bobinas que, por sua vez, serão carregadas naquela parte do segmento. Os comprimentos de cada divisão serão iguais para que os componentes sejam padronizados, reduzindo-se dessa forma os custos. A Figura (4.13) apresenta a divisão.

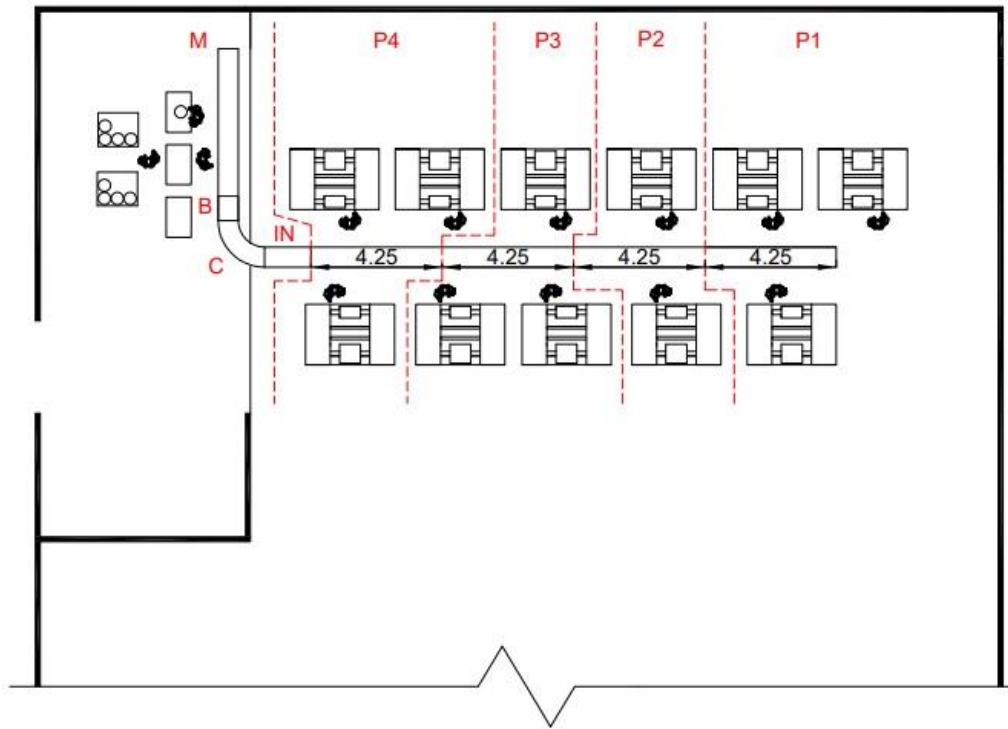


Figura 4.13: Divisão do transportador em zonas de acionamento independentes.

### 4.5.3 Velocidade de transporte

Para a decisão sobre a velocidade de transporte, analisa-se inicialmente o fluxo da produção. A velocidade mínima em m/s necessária para o transporte de  $N_t$  bobinas em um turno de 8 horas de produção em um transportador de comprimento  $L$  (em m), é dada por:

$$V_{min} = L \cdot \frac{N_t}{28800} \quad (10)$$

Considera-se para esse cálculo o comprimento do transportador desde o início do segmento principal até o fim da curva, o qual resulta em  **$L = 20,4$  m**. A fim de permitir uma margem de segurança para a produção, considera-se que a produção média diária seja produzida apenas em 1 turno de produção, ou que a produção em um dia seja o triplo da produção média. Dessa forma, a velocidade mínima para atender esse requisito é  **$V_{min} = 0,25$  m/s**.

O transportador unitário deverá ser acionado e desligado para o transporte de uma única carga por vez, portanto a velocidade de transporte não influencia na energia gasta. Isso é compreensível a partir da Física básica, onde o trabalho é igual à força multiplicada pelo deslocamento, e também é nítido a partir das equações contidas na ANSI/CEMA NO 404-2003. Portanto, não há nada que justifique prover a velocidade mais baixa possível.

Por outro lado, há algo que justifique que a velocidade seja a mais alta possível: o menor tempo de funcionamento do equipamento reduz os níveis de ruído no ambiente industrial.

Portanto, o sistema de acionamento deverá ser capaz de propiciar uma velocidade mínima de  $V_{\min} = 0,25 \text{ m/s}$ , e a velocidade de transporte nominal será a máxima possível permitida por esse sistema.

#### 4.6 MECANISMO DE PESAGEM

Para a construção do mecanismo de pesagem, será utilizada uma balança de bancada e projetada uma pequena estrutura com roletes para movimentar a carga pela balança. Também deverá ser projetada uma estrutura para sustentar o conjunto balança e roletes. A Figura (4.14) apresenta um exemplo de balança de bancada.



Figura 4.14: Balança de bancada (TOLEDO, 2019).

Também é importante que a balança ofereça interface para a transferência de dados da pesagem para o *software* de produção da indústria.

#### 4.7 CONTROLE

O sistema de controle do transportador será projetado para economia de energia e aumento da vida útil dos componentes. Para isso, ele acionará somente as zonas necessárias para o transporte da carga.

Cada uma das 4 zonas do segmento principal terá um botão de acionamento e um botão de emergência em cada lateral, para que os funcionários possam acioná-los sem muito deslocamento. Um funcionário pode colocar uma bobina na zona 1, por exemplo, e pressionar o botão de acionamento e o sistema de controle acionará as zonas sucessivas durante o transporte da bobina.

Para isso, utilizar-se-á um Controlador Lógico Programável (CLP). Os botões de acionamento serão conectados às entradas do dispositivo, o qual, a partir do programa, irá acionar os motores de forma adequada para o transporte. A Figura (4.15) apresenta um exemplo de CLP.



Figura 4.15: Exemplo de Controlador Lógico Programável (MUNDO DA ELÉTRICA, 2019).

No Capítulo 5 são calculados os tempos de acionamento e desligamento de cada motor de acordo com o botão acionado.

## 5 DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE COMPONENTES

### 5.1 ROLETES

#### 5.1.1 Definição do espaçamento

Para a seleção dos roletes, a primeira etapa consiste em calcular a distância entre dois roletes consecutivos, chamada de passo ( $p$ ). O passo é um dos parâmetros mais importantes no projeto, pois determina a quantidade de roletes e por isso influencia bastante no custo final.

O número de roletes que suporta uma carga oscila em uma unidade durante o traslado da carga. O valor mínimo é o maior número inteiro menor ou igual à razão entre a comprimento da carga e o passo, ou, em linguagem matemática:

$$N_{r,min} = \left\lfloor \frac{D}{p} \right\rfloor \quad (11)$$

onde  $D$  é o comprimento da carga e  $p$  o passo. A Figura (5.1) ilustra essas dimensões, com uma carga suspensa por 3 e 2 roletes alternadamente durante o traslado.

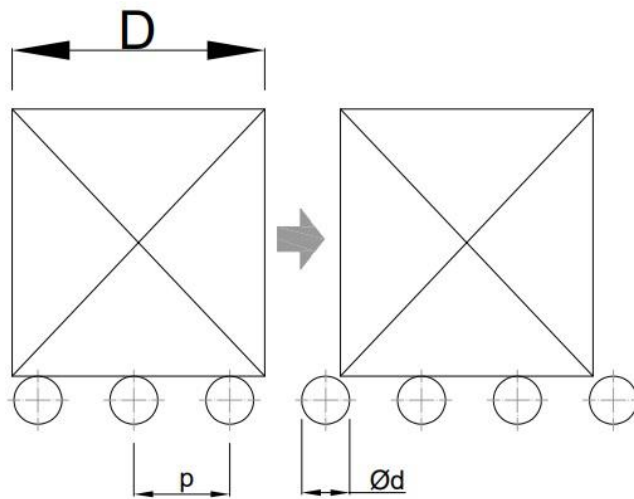


Figura 5.1: Arranjo de transporte por roletes, com o comprimento da carga, passo e diâmetro.

MCGuire (2010) e a fabricante de roletes Interroll, por meio de seus catálogos, recomenda que a carga transportada seja suspensa por no mínimo 3 roletes. As cargas deste projeto são bobinas cujo diâmetro varia de 200 a 600 mm, conforme apresentado na Tab (2.1). Portanto, para que todas as bobinas sejam suspensas por no mínimo 3 roletes, o passo teria que ser no máximo 66,6 mm. Assim, somente para o segmento principal, cujo comprimento é 17 m, seriam necessários 256 roletes. Para reduzir de forma considerável os custos, a recomendação de utilizar 3 roletes para suportar a carga será obedecida para bobinas a partir de aproximadamente 300 mm de diâmetro. Para isso, o passo poderia ser  $p = 100$  mm e o número de roletes no segmento principal seria reduzido para 170 no segmento principal.

Entretanto, esse número não é divisível por 4. Para que as 4 zonas possam ser exatamente iguais, o número de roletes no segmento principal será 172, o que resulta em 43 roletes por zona e passo **p = 98,8 mm**. Portanto, no segmentos principal, as bobinas cujo diâmetro se situe entre 200 e 297 mm serão suportadas por dois roletes, fato que, embora não recomendado, pode ser aceito, segundo MCGuire (2010).

Nos segmentos de pesagem e manuseio, o passo será **p = 100,0 mm**.

Nos primeiros 330 mm do segmento inclinado, o passo será **p = 66,0 mm** para que qualquer configuração de bobina seja suportada por no mínimo 3 roletes no início da subida. O restante contará com roletes com passo de **p = 100,0 mm**.

A curva requer uma análise especial. Como o acionamento dos roletes cônicos será feito por corrente de ligação (conforme é apresentado na Subseção 5.1.3), o espaçamento entre eles precisa ser um múltiplo da metade do passo da corrente, segundo o catálogo da Interroll. A Tabela (5.1) apresenta as possibilidades de passo dos roletes para cada comprimento de referência (largura) de uma curva de 90° e o respectivo número de roletes necessários considerando uma corrente de passo 12,70 mm (ANSI 40). Os passos se referem à lateral externa da curva, onde será feito o acionamento.

Comprimento de referência em mm	Divisão de corrente em mm					
	88,9	101,6	114,3	127,0	139,7	152,4
250/300	19	16	14	13		
350/400	20	18	16	14	13	
450/500		19	17	15	14	13
550/600		21	18	17	15	14
650/700			20	18	16	15
750			21	19	17	16
800				19	17	16
850/900				20	18	17

Tabela 5.1: Possibilidades de passo e respectivo número de roletes para uma curva com corrente ANSI 40 (INTERROLL, 2011).

Conforme destacado pela Tab. (5.1), o menor passo possível para a curva é **p = 114,3 mm**.

A Tabela (5.2) apresenta o passo de cada segmento e o número de roletes necessários.

Tabela 5.2: Comprimento, passo e número de roletes de cada segmento.

Segmento	Comprimento (m)	Passo (mm)	Número de roletes
Principal	17,00	98,8	172
Início do inclinado	0,33	66,0	5
Restante do inclinado	1,22	100,0	13
Curva	1,85 (central)	114,3	20
Pesagem	0,80	100,0	8
Manuseio	4,77	100,0	48
Total	24,12	-	266

### 5.1.2 Cálculo de carga no rolete

A partir do valor de  $p$ , pode-se obter a carga máxima imposta a um rolete. A Tabela (5.3) apresenta o número mínimo de roletes ( $N_{r,min}$ ) que sustenta uma bobina em função do seu diâmetro. Para cada intervalo, considera-se a altura máxima, tendo em vista o limite de massa de 70 kg (que produz o peso de 686 N), para o cálculo do peso máximo ( $P_{max}$ ). Dividindo-se o número mínimo de roletes pela carga máxima, obtém-se a carga para cada rolete ( $P_{r,max}$ ). Considera-se apenas o passo  $p = 100 \text{ mm}$ , pois a diferença entre os passos dos segmentos não resulta em alteração significativa no cálculo da carga máxima.

Tabela 5.3: Peso máximo, número mínimo de roletes e carga máxima no rolete para cada intervalo de diâmetro das bobinas.

$p = 100 \text{ mm}$				
Intervalo D (mm)		$P_{max} \text{ (N)}$	$N_{r,min}$	$P_{r,max} \text{ (N)}$
De	Até			
200	299	442	2	221
300	399	686	3	229
400	499	686	4	172
500	600	686	5	137

A Tabela (5.3) considera o transporte em pé. Por lógica, não é necessário considerar o transporte deitado, pois ele nunca poderá impor uma carga maior ao rolete do que o transporte em pé. Dessa forma, a carga máxima em um rolete é  $P_{r,max} = 229 \text{ N}$ .

Os valores de passo e carga máxima serão utilizados para a seleção dos roletes.

### 5.1.3 Modos de acionamento dos roletes

Conforme apresentado no Capítulo 3, o acionamento do transportador de roletes pode ser feito por um motor elétrico externo ou com o uso de roletes autoacionados, com a potência sendo transmitida por correia, corrente ou eixo. (MCGUIRE, 2010). A fabricante de roletes Interroll oferece roletes acionados por correia redonda, correia Poly-V, correia dentada ou corrente. A Figura (5.2) apresenta as configurações possíveis para a cabeça de acionamento do rolete.



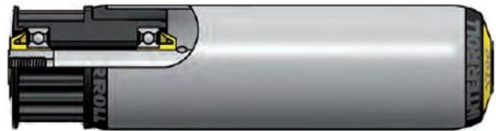
Corrente tangencial



Corrente de ligação



Correia dentada



Correia redonda



Correia Poly-V



Figura 5.2: Elementos de acionamento dos roletes da Interroll (INTERROLL, 2011).

Para a transmissão de força, existem três formas:

- **Tangencial:** através de uma corrente ou correia que percorre lateralmente o transportador.
- **Ligado:** através de correntes ou correias que ligam pares de roletes
- **Ligado com um eixo de transmissão:** através de correias que ligam um eixo que percorre o transportador com direção transversal aos roletes.

As Figuras (5.3), (5.4) e (5.6) ilustram, respectivamente, os acionamentos tangencial, ligado e ligado com eixo de transmissão, todas com correias redondas.

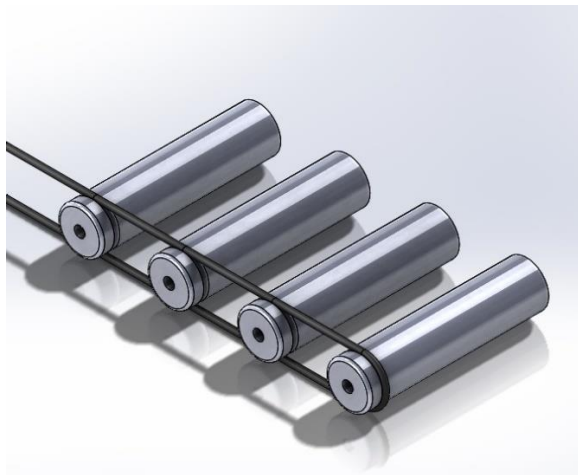


Figura 5.3: Representação do acionamento tangencial.

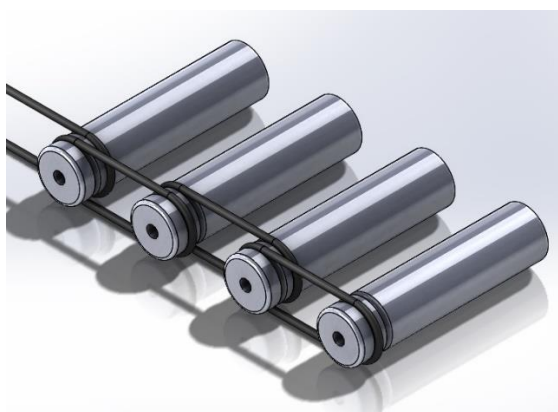


Figura 5.4: Representação do acionamento por ligação.

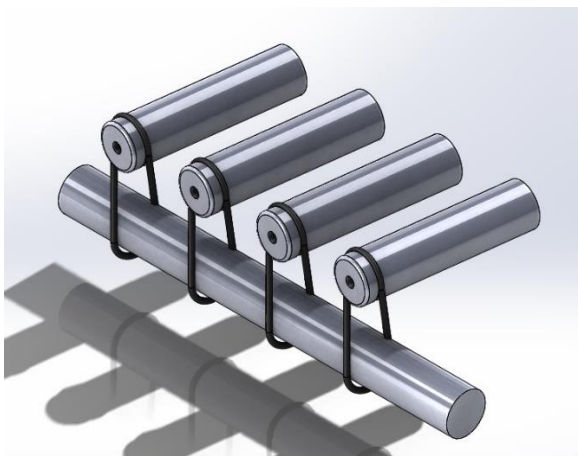


Figura 5.5: Representação do acionamento por eixo de transmissão.

A seguir estão listados os dados mais relevantes acerca de cada meio de acionamento, com base no catálogo de roletes da Interroll e na norma da CEMA no.404-2003.

- 1) **Corrente:** constitui-se em um meio comprovado da técnica de transporte, propicia uma boa eficiência e uma construção simples. Apresenta elevada robustez e longa vida útil, sendo insensível à sujeira e influências ambientais. Como desvantagem, produz maior ruído e necessidade de

lubrificação em intervalos regulares. Não são recomendadas em velocidades de transporte acima de 0,5 m/s.

- a) **Corrente tangencial:** o motor de acionamento deve ser instalado de modo que o lado de acionamento da corrente seja o mais curto possível. Em comparação com o acionamento ligado, o acionamento tangencial permite maior facilidade na montagem e desmontagem dos roletes.
  - b) **Corrente ligada:** é mais adequado para o transporte de cargas com maior peso ou em serviços onde é frequente o acionamento e desligamento ou reversões da direção de transporte. O motor de acionamento deve ser colocado no centro. Exige maior dificuldade de montagem e desmontagem, maior comprimento total de corrente e a distância entre os roletes de transporte fica sujeita a estreitas tolerâncias pois a distância depende da divisão da corrente.
- 2) **Correia dentada:** produz pouco barulho e não requer lubrificação. Entretanto, exige tolerâncias muito estreitas e apresenta baixa eficiência.
- a) **Correia dentada tangencial:** só deve ser utilizado para potências baixas. A correia deve ser pressionada contra o cabeçote de acionamento através de uma guia especial.
  - b) **Correia dentada ligada:** pode gerar altos torques e velocidades. Porém, é sensível à sujeira e exige uma tolerância ainda maior na perfuração das guias laterais.
- 3) **Correia redonda:** constitui-se em um meio de acionamento muito utilizado. Se distingue por permitir uma instalação simples e baixos custos. Como desvantagem, apresenta baixa transmissão de potência e curta vida útil.
- a) **Correia redonda tangencial:** permite a transmissão de torque à roletes sem elemento de acionamento, ou seja, pode tracionar roletes lisos. Entretanto, nesse caso, a transmissão de potência é relativamente pequena.
  - b) **Correia redonda ligada:** é usada com roletes com pares de canais. A instalação é simples e não requer elementos adicionais.
  - c) **Correia redonda ligada a eixo de transmissão:** é utilizada com roletes com canal único. Uma ligação solta tem como resultado um transportador com pouca pressão dinâmica.
- 4) **Correia plana:** permite uma construção simples e requer pouca manutenção. Só é utilizada em transmissão tangencial, em que corre por debaixo do transportador e é pressionada por rodízios de pressão contra os roletes de transporte. Cada rodízio é instalado em um intervalo de no máximo 4 roletes. Os roletes de transporte não precisam de cabeçotes de acionamento especiais. Podem ser usados tubos lisos.

Com base no levantamento feito acerca dos modos de acionamento, é preciso selecionar aquele que irá constituir este projeto. A corrente possui mais vantagens, como, principalmente, a robustez (capacidade de não estragar com choques, sujeira e condições ambientais) e longa vida útil. A limitação

de velocidade de transporte de 0,5 m/s não é impeditiva para este projeto e a necessidade de lubrificação pode ser facilmente atendida, pois a indústria já possui diversos outros tipos de máquinas e uma equipe para a manutenção delas. Em relação ao modo de transmissão de potência, a transmissão tangencial se mostra suficiente, pois o transportador não reverte sua direção e, embora haja constante acionamento e desligamento, as cargas transportadas são relativamente leves. Portanto, a **transmissão por corrente tangencial** é a mais adequada para o **segmento principal e inclinado**. Dessa forma, cada divisão apresentada na Fig. (4.13) terá uma corrente tracionada por um motor elétrico.

O **segmento de curva**, conforme apresentado na seção de seleção de roletes para a curva, não pode ser acionado da forma tangencial. Somente nessa parte, portanto, será feito o **acionamento por corrente de ligação**.

A norma da *Conveyor Equipment Manufacturers Association* (CEMA) NO 404-2003 que versa sobre roletes acionados por corrente e será utilizada para o projeto do sistema de acionamento. A Figura (5.6) apresenta sua capa.

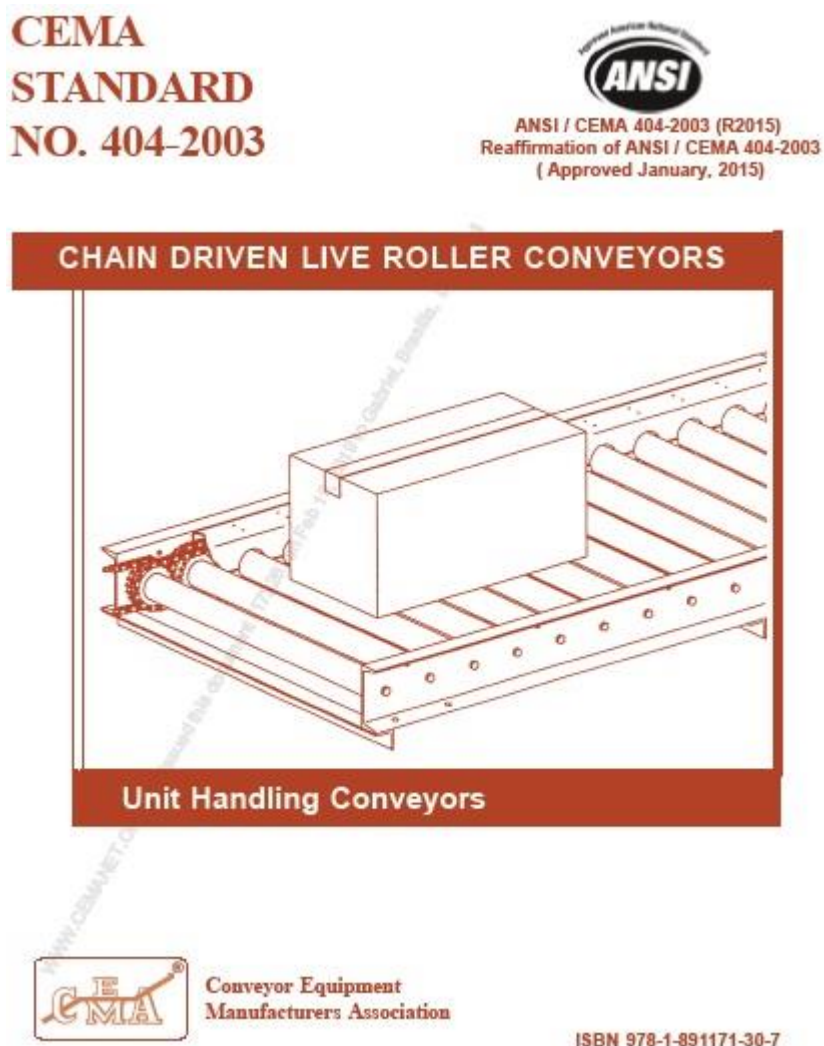


Figura 5.6: Capa da norma CEMA NO. 404-2003.

### 5.1.4 Seleção do rolete para o segmento principal

Os roletes para transportadores são selecionados em catálogo quanto ao seu diâmetro, elemento de acionamento, material, carga admissível entre outros fatores. Se for cilíndrico, o seu comprimento é encomendado, podendo ter qualquer valor em uma determinada faixa estabelecida pelo fabricante. Se for cônico (destinado a construção de curvas), existem comprimentos estabelecidos, pois sua conicidade depende do comprimento.

O segmento principal será constituído de roletes cilíndricos acionados por corrente de forma tangencial. Dessa forma, cada rolete deverá ter uma roda dentada. Além disso, a carga admissível individual deve ser maior que 229 N. A Figura (5.7) apresenta os dados, destacados em amarelo, de um rolete de acionamento fixo da série 3500 da fabricante Interroll. Ele é o mais simples que cumpre os requisitos.

#### Dados técnicos

Dados técnicos gerais	
Máx. capacidade de carga	2000 N
Máx. velocidade de transporte	2 m/s (com acionamento de corrente 0,5 m/s)
Faixa de temperatura	-5 a +40 °C
Materiais	
Alojamento	Poliamida
Cabeçote de acionamento	Poliamida / Aço
Vedação	Polipropileno
Rolamento de esferas	Aço 6002 2RZ

A capacidade de carga depende do comprimento de referência, do diâmetro do tubo e da transmissão.

#### Modelo de eixo, rosca interior

Material do tubo	Rolamento de esferas	Transmissão	Ø do tubo mm	Ø do eixo mm	Máx. capacidade de carga em N						
					com comprimento de montagem em mm						
					200	400	600	800	1000	1200	1400
PVC	6002 2RZ	Engrenagem de poliamida Z = 11	50 x 2,8	14	300	300	110	40	-	-	-
		1 & 2 engrenagens de poliamida Z = 14	50 x 2,8	14	350	265	90	50	-	-	-
		Cabeçote para correia dentada Z = 18									
Aço, galvanizado	6002 2RZ	Engrenagem de poliamida Z = 11	50 x 1,5	14	300	300	300	300	300	290	250
		1 & 2 engrenagens de poliamida Z = 14	50 x 1,5	14	1500	1500	1450	1410	1370	910	650
		Cabeçote para correia dentada Z = 18	50 x 1,5								
		Cabeçote para correia redonda & PolyVee Cabeça	50 x 1,5	14	350	350	350	350	350	350	350
		1 & 2 engrenagens de poliamida Z = 14	60 x 1,5	14	1500	1500	1450	1410	1390	1370	1150
		Cabeçote para correia dentada Z = 18	60 x 1,5								
		1 & 2 engrenagens de aço Z = 14	50 x 1,5	14	2000	2000	2000	1830	1150	790	580
			60 x 1,5		2000	2000	2000	2000	2000	1390	1020

Figura 5.7: Dados relativos ao rolete 3.5H4.JAA.N90 com destaque para as alternativas selecionadas (INTERROLL, 2011).

A Figura (5.8) apresenta outra lista dos produtos, mas com o diâmetro do eixo interno, a especificação da rosca, o modelo de rolamento e o código do produto.

### Modelo de eixo, rosca interior

Tubo			Rolamento de esferas	Eixo Número de pedido Ø 14 mm (M8 x 15)
Material	Ø mm	Transmissão		
Aço, galvanizado	50 x 1,5	Engrenagem de poliamida 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.5RD.JAA.N90
		Engrenagem de poliamida 1/2", Z = 11	6002 2RZ	3.5H4.JAA.N90
		Engrenagem de aço 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.504.JA4.N90
		Cabeçote da correia redonda	6002 2RZ	3.5R4.JAA.N7X
		Cabeçote da correia dentada	6002 2RZ	3.5B3.JAA.N90
		Cabeçote PolyVee	6002 2RZ	3.5PA.JAA.N7X
	60 x 1,5	2 engrenagens de poliamida 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.5HJ.JAA.N91
		2 engrenagens de aço 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.504.JA3.N91
		Engrenagem de poliamida 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.5N3.JAB.N90
		Engrenagem de aço 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.50T.JC1.N90
		Cabeçote da correia dentada	6002 2RZ	3.5NB.JAB.N90
		2 engrenagens de poliamida 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.5N5JAB.N91
		2 engrenagens de aço 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.50T.JC2.N91
PVC	50 x 2,8	Engrenagem de poliamida 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.5M3.SAA.N90
		Engrenagem de poliamida 1/2", Z = 11	6002 2RZ	3.5M1.SAA.N90
		2 engrenagens de poliamida 1/2", Z = 14	6002 2RZ	3.5M5.SAA.N91

Figura 5.8: Dados relativos ao rolete 3.5H4.JAA.N90 com destaque para as alternativas selecionadas (INTERROLL, 2011).

A Figura (5.9) apresenta a imagem do catálogo com suas medidas específicas. RL é o comprimento de referência (ou comprimento de encomenda), EL o comprimento de montagem e AGL o comprimento total do eixo.

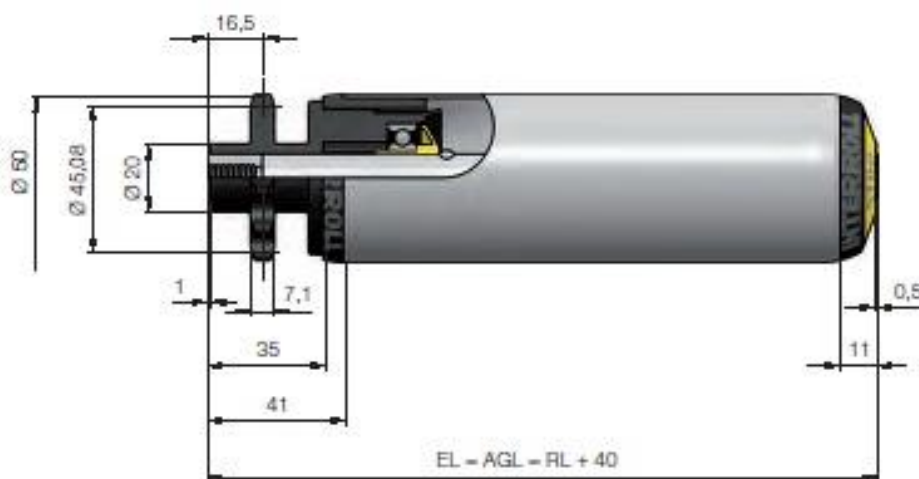


Figura 5.9: Dimensões do rolete cilíndrico 3.5H4.JAA.N90 (INTERROLL, 2011).

A Interroll recomenda que o comprimento de referência seja a largura da carga transportada somada com 50 mm. Portanto, o comprimento de referência para esse projeto será o diâmetro máximo da bobina mais 50 mm, o que resulta em **RL = 650 mm**. A Figura (5.10) apresenta um desenho em 3D com suas proporções reais.



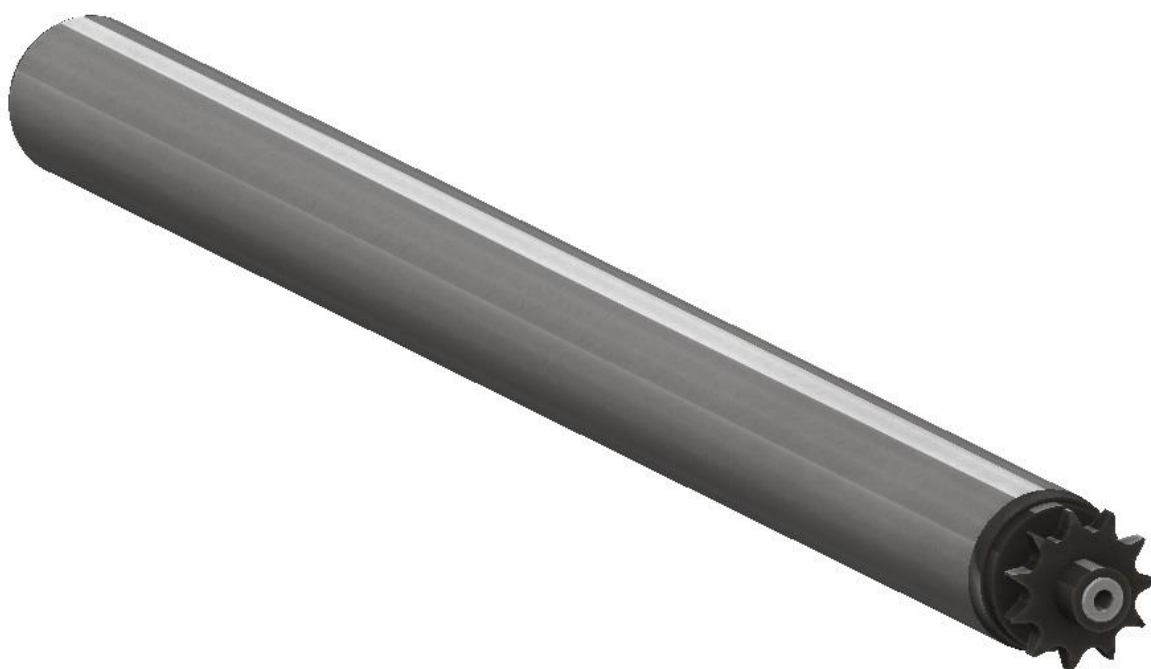


Figura 5.10: Rolete cilíndrico 3.5H4.JAA.N90.

### 5.1.5 Seleção do rolete para segmento inclinado

Conforme calculado na Subseção 4.5.1, é preciso que o coeficiente de atrito entre a bobina e os roletes sejam maiores que 0,27 para que possa subir pelo segmento inclinado. Segundo o site *Engineershandbook*, o coeficiente de atrito entre o aço (material da superfície dos roletes) e o polietileno (material das bobinas) é  $\mu = 0,2$ . Portanto, é preciso que os roletes do segmento inclinado sejam revestidos com borracha, cujo coeficiente de atrito com sólidos é no mínimo  $\mu = 0,4$ ; segundo o mesmo site. Esse revestimento adicional é oferecido pela Interroll. A Figura (5.11) apresenta os dados relativos ao revestimento de borracha. Como a função é apenas elevar o coeficiente de atrito, a espessura de 2 mm já é satisfatória.

Dureza	65 ± 5 Shore A
Resistência	
Óleo/gorduras, gasolina	-
Alcalis	+
Compostos aromáticos	-
Cetonas	+
Ácidos	+
Cor	Preto
Ø do tubo	30, 40, 50, 60, 80, 89 mm
Espessura da parede	2, 3, 4, 5 mm
Tolerâncias de Ø (esmerilado)	+0,50 mm / -0 mm
Faixa de temperatura	Até +100 °C

Figura 5.11: Características do revestimento de borracha com a espessura escolhida em destaque (INTERROLL, 2011).

Os roletes para o segmento inclinado, portanto, serão os mesmos que o segmento principal, porém com um revestimento de borracha com espessura de 2 mm. A Figura (5.12) apresenta o desenho em 3D desses roletes.

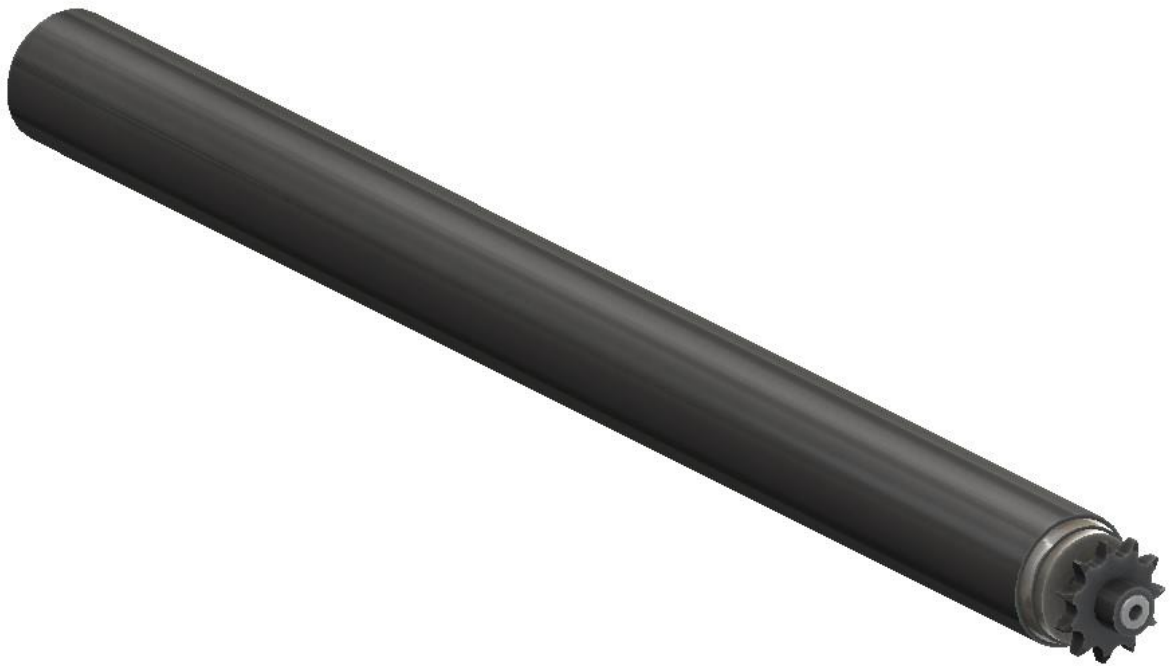


Figura 5.12: Rolete cilíndrico 3.5H4.JAA.N90 com revestimento de borracha.

#### 5.1.6 Seleção do rolete para a curva

As curvas dos transportadores de roletes podem ser feitas com roletes cônicos. A conicidade permite que qualquer ponto na superfície do transportador tenha a mesma velocidade angular, de forma que o material transportado não sofra nenhuma rotação em relação à sua trajetória. Ao contrário dos roletes cilíndricos, os cônicos têm comprimentos predefinidos pelo fabricante.

Conforme explicado na Subseção 4.4.2, o raio interno das curvas é padronizado em 850 mm e, de acordo com os cálculos feitos, deve haver uma largura mínima para a curva de 650 mm para este projeto. No catálogo da Interroll, o rolete cônico mais simples que cumpre os requisitos de dimensões, acionamento e carga já mencionados pertence à série 3500 KXO e seus dados estão apresentados na Fig. (5.13), ressaltados em amarelo.



## Dados técnicos

### Dados técnicos gerais

Máx. capacidade de carga, independente do RL (comprimento de rolete)	500 N
Máx. velocidade de transporte	2 m/s (com acionamento de corrente 0,5 m/s)
Faixa de temperatura	-5 a +40 °C

### Materiais

Alojamento	Poliamida
Vedação	Polipropileno
Rolamento de esferas	Aço 6002 2RZ
Elementos cônicos	Polipropileno

### Modelo de eixo, rosca interior

Tubo					Rolamento de esferas	Eixo Número de pedido Ø 14 mm (M8 x 15)
Material	Transmissão	Comprimento de referência mm	Min. Ø mm	Máx. Ø mm		
Aço, galvanizado	Cabeçote da correa redonda	250	55,6	71,2	6002 2RZ	3.5PO.HE2.N7X
		300	52,5	71,2	6002 2RZ	3.5PO.HF3.N7X
		350	55,6	77,6	6002 2RZ	3.5PO.HE3.N7X
		400	52,5	77,6	6002 2RZ	3.5PO.HF4.N7X
		450	55,6	84,0	6002 2RZ	3.5PO.HE4.N7X
		500	52,5	84,0	6002 2RZ	3.5PO.HF5.N7X
		550	55,6	90,4	6002 2RZ	3.5PO.HE5.N7X
		600	52,5	90,4	6002 2RZ	3.5PO.HF6.N7X
		650	55,6	96,8	6002 2RZ	3.5PO.HE6.N7X
		700	52,5	96,8	6002 2RZ	3.5PO.HF7.N7X
		750	55,6	103,2	6002 2RZ	3.5PO.HE7.N7X
		800	52,5	103,2	6002 2RZ	3.5PO.HF8.N7X
		850	55,6	109,6	6002 2RZ	3.5PO.HE8.N7X
	Cabeçote PolyVee	250	55,6	71,2	6002 2RZ	3.5PA.HE2.N7X
		300	52,6	71,2	6002 2RZ	3.5PA.HF3.N7X
		350	55,6	77,6	6002 2RZ	3.5PA.HE3.N7X
		400	52,5	77,6	6002 2RZ	3.5PA.HF4.N7X
		450	55,6	84,0	6002 2RZ	3.5PA.HE4.N7X
		500	52,5	84,0	6002 2RZ	3.5PA.HF5.N7X
		550	55,6	90,4	6002 2RZ	3.5PA.HE5.N7X
		600	52,5	90,4	6002 2RZ	3.5PA.HF6.N7X
		650	55,6	96,8	6002 2RZ	3.5PA.HE6.N7X
		700	52,5	96,8	6002 2RZ	3.5PA.HF7.N7X
		750	55,6	103,2	6002 2RZ	3.5PA.HE7.N7X
		800	52,5	103,2	6002 2RZ	3.5PA.HF8.N7X
		850	55,6	109,6	6002 2RZ	3.5PA.HE8.N7X
	2 engrenagens de poliamida 1/2", Z = 14	250	55,6	71,2	6002 2RZ	3.5XQ.HE2.N91
		300	52,5	71,2	6002 2RZ	3.5XQ.HF3.N91
		350	55,6	77,6	6002 2RZ	3.5XQ.HE3.N91
		400	52,5	77,6	6002 2RZ	3.5KY.HF4.N91
		450	55,6	84,0	6002 2RZ	3.5XQ.HE4.N91
		500	52,5	84,0	6002 2RZ	3.5XQ.HF5.N91
		550	55,6	90,4	6002 2RZ	3.5XQ.HE5.N91
		600	52,5	90,4	6002 2RZ	3.5XQ.HF6.N91
		650	55,6	96,8	6002 2RZ	3.5XQ.HE6.N91
		700	52,5	96,8	6002 2RZ	3.5XQ.HF7.N91
		750	55,6	103,2	6002 2RZ	3.5XQ.HE7.N91
		800	52,5	103,2	6002 2RZ	3.5XQ.HF8.N91
		850	55,6	109,6	6002 2RZ	3.5XQ.HE8.N91
		900	52,5	109,6	6002 2RZ	3.5XQ.HF9.N91

Figura 5.13: Dados relativos ao rolete 3.5XQ.HE6.N91 com destaque para as alternativas selecionadas (INTERROLL, 2011).

Para aumentar o espaço na construção da curva, de modo a facilitar a passagem das correntes, a montagem e desmontagem, este rolete terá a extensão de 20 mm em seu eixo interno em cada lado.

A Figura (5.14) apresenta suas dimensões, em que RL é o comprimento de referência (ou comprimento de encomenda), EL o comprimento de montagem e AGL o comprimento total do eixo. A Figura (5.15) apresenta o desenho em 3D, com as proporções reais.

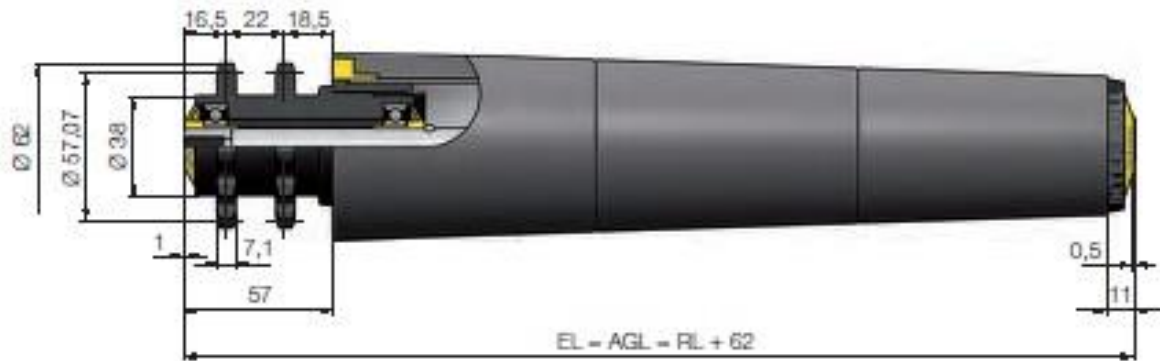


Figura 5.14: Dimensões do rolete cônico 3.5XQ.HE6.N91 (INTERROLL, 2011).

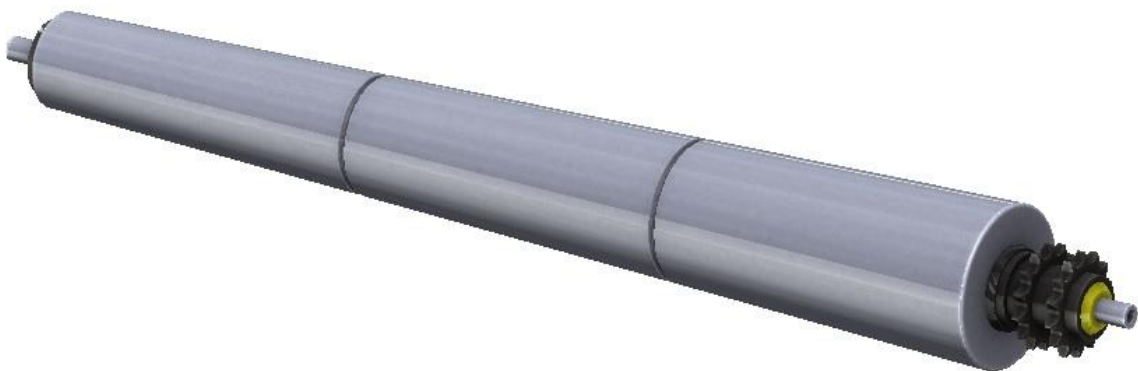


Figura 5.15: Rolete cônico 3.5XQ.HE6.N91.

### 5.1.7 Seleção do rolete para os segmentos de pesagem e manuseio

Para os segmentos de pesagem e manuseio, é preciso selecionar um rolete livre que suporte individualmente a carga de 229 N já calculada. O rolete da Interroll mais simples que cumpre esse requisito pertence à série 1100. A Figura (5.16) apresenta seus dados, ressaltados em amarelo.

## Dados técnicos

### Dados técnicos gerais

Máx. capacidade de carga	350 N
Máx. velocidade de transporte	0,3 m/s
Faixa de temperatura	-5 a +40 °C

### Materiais

Alojamento	Polipropileno
Vedação	Polipropileno
Esfera	Aço carbono ou aço inoxidável 1.4301

Tabela de capacidade de carga dinâmica e de superfície. Para qualquer modelo de eixo.

Material do tubo	Ø do tubo mm	Ø do eixo mm	Máx. capacidade de carga em N com comprimento de montagem em mm											
			100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
PVC	16 x 1,0	5	33	7	3	2	-	-	-	-	-	-	-	-
	20 x 1,5	6	90	20	10	5	-	-	-	-	-	-	-	-
	30 x 1,8	8	120	100	40	20	15	10	-	-	-	-	-	-
	40 x 2,2	8	180	180	130	70	40	30	-	-	-	-	-	-
	50 x 2,8	8/10	350	350	310	165	100	70	-	-	-	-	-	-
Aço	16 x 1,0	5	50	50	50	50	-	-	-	-	-	-	-	-
	20 x 1,5	6	90	90	90	90	90	90	-	-	-	-	-	-
	50 x 1,5	10/12	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350
Alumínio	20 x 1,5	6	90	90	90	90	85	60	43	-	-	-	-	-

Figura 5.16: Dados relativos ao rolete 1.1EE.JAA.LAE com destaque para as alternativas seleccionadas (INTERROLL, 2011).

Uma diferença importante desse rolete para os demais do projeto é que ele não possui rolamentos independentes, mas sim pistas de esferas construídas no corpo do próprio rolete. A Figura (5.17) apresenta os dados do catálogo referente ao eixo e rosca.

### Modelo de eixo, rosca interior

Tubo		Rolamento de esferas	Eixo Número de pedido
Material	Ø mm		
Aço, galvanizado	50 x 1,5	Padrão	1.1EE.JAA.LAE
Aço, inoxidável	50 x 1,5	Inoxidável	1.1EF.NAA.MAS

Figura 5.17: Dados relativos ao rolete 1.1EE.JAA.LAE com destaque para as alternativas seleccionadas (INTERROLL, 2011).

A Figura (5.18) apresenta as dimensões e a Fig. (5.19) seu desenho em 3D com as proporções reais.

### Medida para eixo com rosca interior M8 x 15

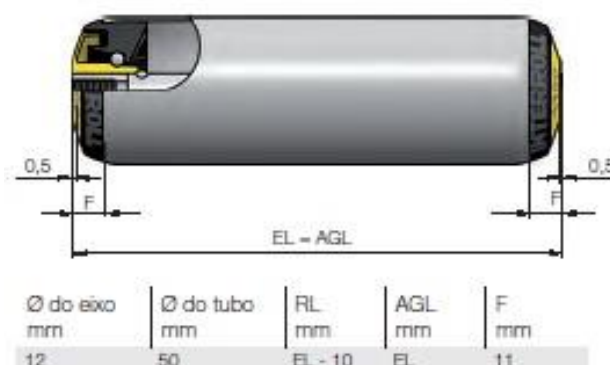


Figura 5.18: Dimensões do rolete cilíndrico 1.1EE.JAA.LAE (INTERROLL, 2011).



Figura 5.19: Rolete cilíndrico 1.1EE.JAA.LAE.

### 5.1.8 Tabela resumo da seleção de roletes

A Tabela (5.4) apresenta, de forma completa, os dados de cada um dos quatro tipos de roletes selecionados.

Tabela 5.4: Dados relativos aos roletes de cada seguimento.

Dados do rolete/Segmento	Principal	Inclinado	Curva	Pesagem e manuseio
Código	3,5H4.JAA.N90-650	3,5H4.JAA.N90-650	3.5PO.HE6.N7X-650	1.1EE.JAA.LAE-650
Quantidade	172	18	20	56
Diâmetro do tubo	50 mm	50 mm	de 55,6 até 96,8 mm	50 mm
Espessura do tubo	1,5 mm	1,5 mm	-	1,5 mm
Comp. de encomenda	650 mm	650 mm	650 mm	650 mm
Comp. de montagem	690 mm	690 mm	752 mm	660 mm
Carga admissível	300 N	300 N	500 N	350 N
Material do tubo	Aço galvanizado	Aço galvanizado	Aço galvanizado	Aço galvanizado
Revestimento	-	Borracha 2 mm	-	-
Diâmetro do eixo	14 mm	14 mm	14 mm	12 mm
Rosca	M8 x 15	M8 x 15	M8 x 15	M8 x 15
Material da roda dentada	Poliamida	Poliamida	Poliamida	-
N.º de rodas dentadas	1	1	2	-
Passo roda dentada	12,70 mm	12,70 mm	12,70 mm	-
N.º de dentes roda dentada	11	11	14	-
Rolamento	6002 2RZ	6002 2RZ	6002 2RZ	Integrado
Massa total	2105 g	2288 g	2834 g	1834 g
Massa da parte que gira	1271 g	1454 g	2000 g	1222 g

## 5.2 SISTEMA DE ACIONAMENTO

### 5.2.1 Cálculo de tração e potência

O cálculo de tração e potência será feito com base na norma ANSI/CEMA NO 404-2003.

Para roletes acionados por corrente tangencial, a tração na corrente  $F_{ch}$ , com o uso de unidades do Sistema Inglês, é dada por:

$$F_{ch} = \lambda \cdot L \cdot \frac{D_r}{D_p} [P_m + P_{ch} + (R_d \cdot C_d) + (R_i \cdot C_i) + (0,25 \cdot L \cdot P_{ch})] \quad (12)$$

onde:

- $\lambda$  é o coeficiente de resistência ao rolamento. Entre o plástico e o metal, vale 0,08 in (MONDOL, 2017).
- $L$  é o comprimento do transportador. Para as zonas do segmento principal vale 13,943 ft e para o segmento inclinado vale 5,085 ft.
- $D_r$  é o diâmetro dos roletes e vale 1,968 in.
- $D_p$  é o diâmetro primitivo das correias dentadas e vale 1,774 in.
- $P_m$  é o peso por unidade de comprimento do material transportado. No caso mais exigente (uma bobina de máximo peso em uma zona) vale 11,07 lb/ft para o segmento principal e 30,35 lb/ft no inclinado.
- $P_{ch}$  é o peso por unidade de comprimento da corrente de acionamento. A corrente de rolos da Induscor ANSI 40/1 tem 0,403 lb/ft.
- $R_d$  é o peso da parte que gira do rolete acionado. No segmento principal vale 2,802 lb, no segmento inclinado 3,205 lb e na curva 4,409 lb.
- $C_d$  é o número de roletes acionados por unidade de comprimento. No segmento principal vale 3,084/ft e no segmento inclinado vale 3,540/ft.
- $R_i$  é o peso da parte que gira do rolete não acionado e neste caso vale zero.
- $C_i$  é o número de roletes não acionados por unidade de comprimento e neste caso vale zero.

Logo, após a conversão para o SI, a tração na corrente no segmento principal é  **$F_P = 126 \text{ N}$** .

No segmento inclinado, é necessário somar à tração obtida pela Eq. (12) a tração necessária para elevar o material,  $F_e$ , a qual é dada por:

$$F_e = \frac{D_r}{D_p} \cdot P_m \cdot \text{sen}(\alpha) \quad (13)$$

em que  $P_m$  é o peso do material e  $\alpha$  a inclinação. Tendo em vista o peso máximo de 686 N, tem-se  $F_e = 198 \text{ N}$ .

A Eq. (12) calculada para o segmento inclinado resulta em  $P_{ch} = 46,80 \text{ N}$ . Somando-se à tração  $F_e$ , tem-se a tração na corrente no segmento inclinado de  **$F_{IN} = 245 \text{ N}$** .

Na curva, o acionamento é feito de rolete para rolete. A norma CEMA NO 404-2003 apresenta a seguinte equação para a tração nas correntes de ligação rolete por rolete:

$$F_{ch} = \lambda \cdot [R_d + (a \cdot R_l) + ((a + 1) \cdot P_r) + P_e] \cdot \left[ \frac{(1 + i)^n - 1}{i} \right] \cdot \frac{D_r}{D_s} \quad (14)$$

Em relação à Eq(12), tem-se as seguintes variáveis novas:

- $a$  é o número de roletes não acionados e neste caso vale zero.
- $P_r$  é o peso do material em cada rolete e vale 51,5 lb segundo a Tab. (5.3).
- $i$  é o fator de perda e segundo a CEMA NO 404-2003 pode ser considerado 0,01 para condições de boa manutenção.
- $n$  é o número total de roletes e vale 20.
- $P_e$  é o peso da corrente por cada ligação e vale 0,539 lb.

Portanto, nas correntes da curva haverá a força de tração de  **$F_c = 449$  N**.

Para obter a potência de acionamento, basta multiplicar a força de tração pela velocidade da corrente. A velocidade da corrente é dada por:

$$V_{ch} = \frac{D_p}{D_r} \cdot V \quad (15)$$

em que  $V$  é a velocidade de transporte. Assim, a potência é dada por:

$$H = P \cdot V_{ch} \quad (16)$$

Na Subseção 4.5.3, a velocidade de transporte mínima foi calculada como sendo 0,25 m/s. A velocidade desejável seria tão alta quanto permitisse os meios de acionamento, para que o menor tempo de funcionamento do transportador reduzisse o nível de ruído no ambiente. Para a corrente de rolos, segundo a Interroll, a velocidade máxima é de 0,5 m/s. Portanto, a velocidade de transporte para este projeto será  **$V = 0,5$  m/s**.

A Tabela (5.5) apresenta a tração na corrente e a potência para cada segmento.

Tabela 5.5: Velocidade de transporte e de corrente, tração na corrente e potência para cada segmento.

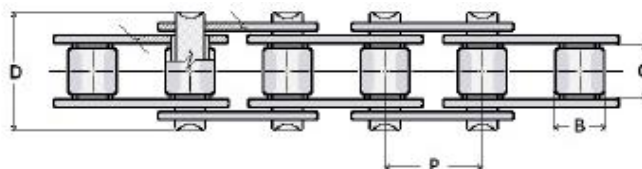
Segmento	Velocidade de transporte (m/s)	Velocidade da corrente (m/s)	Tração na corrente (N)	Potência (W)
Principal (por zona)	0,500	0,451	126	57
Segmento inclinado	0,500	0,451	244	110
Curva	0,500	0,374	449	168



## 5.2.2 Seleção das correntes

O passo das correntes de rolo já foi definido a partir das rodas dentadas dos roletes e vale 12,70 mm para todo o projeto. Com esse valor, seleciona-se a corrente a partir do catálogo da Cerello. As correntes de rolos são padronizadas pela ANSI e pela ABNT. A Tabela (5.6) apresenta o catálogo com a seleção destacada em amarelo.

Tabela 5.6: Seleção da corrente no catálogo Cerello (CERELLO, 2010).



Referência <b>cerello</b> ANSI E ISO	Referência <b>cerello</b> ABNT	P X C	Passo	Entre Placas	Ø do Rolo	Largura Total	Altura Placas	Carga Ruptura	Peso
			P	C	B	D	H		
			Polegada	mm	mm	mm	mm		
25-1	04C-1	1/4 X 1/8	6,35	3,18	3,30	9,7	5,7	450	0,12
35-1	06C-1	3/8 X 3/16	9,53	4,77	5,08	11,8	7,3	950	0,33
40-1	08A-1	1/2 X 5/16	12,70	7,95	7,92	16,4	10,2	1.700	0,60
50-1	10A-1	5/8 X 3/8	15,88	9,53	10,16	20,3	13,0	2.800	1,01
60-1	12A-1	3/4 X 1/2	19,05	12,70	11,91	25,5	18,0	3.800	1,43
80-1	16A-1	1 X 5/8	25,40	15,88	15,88	33,5	24,0	6.600	2,53
100-1	20A-1	1.1/4 X 3/4	31,75	19,05	19,05	40,4	29,6	10.800	4,02
120-1	24A-1	1.1/2 X 1	38,10	25,40	22,23	50,5	36,0	15.400	5,96
140-1	28A-1	1.3/4 X 1	44,45	25,40	25,40	54,5	42,0	20.800	7,75
160-1	32A-1	2 X 1.1/4	50,80	31,75	28,58	64,5	48,0	26.200	10,13
200-1	40A-1	2.1/2 X 1.1/2	63,50	38,10	39,67	78,5	57,2	43.000	16,10
240-1	48A-1	3 X 1.7/8	76,20	47,63	47,62	94,5	71,8	59.000	25,10
05B-1	05B-1	.315 X .118	8,00	3,00	5,00	7,7	7,2	400	0,16
06B-1	06B-1	3/8 X .225	9,53	5,72	6,35	12,5	8,3	1.000	0,39
08B-1	08B-1	1/2 X .305	12,70	7,75	8,51	16,3	11,8	1.900	0,69
10B-1	10B-1	5/8 X .380	15,88	9,70	10,16	19,2	14,0	2.500	0,89
12B-1	12B-1	3/4 X .460	19,05	11,70	12,07	22,1	18,0	3.000	1,24
16B-1	16B-1	1 X .670	25,40	17,00	15,88	36,0	21,0	6.000	2,70
20B-1	20B-1	1.1/4 X .770	31,75	19,60	19,05	41,0	25,5	7.800	3,70
24B-1	24B-1	1.1/2 X 1.00	38,10	25,40	25,40	54,0	33,7	15.000	6,70
28B-1	28B-1	1.3/4 X 1.22	44,45	31,00	27,94	66,0	34,5	19.000	8,20
32B-1	32B-1	2 X 1.22	50,80	31,00	29,21	65,0	40,5	23.000	9,20
40B-1	40B-1	2.1/2 X 1.50	63,50	38,10	39,37	80,0	53,0	39.000	15,50
48B-1	48B-1	3 X 1.80	76,20	45,70	48,26	100,0	63,9	60.000	24,50

Serão 5 longas correntes para os segmentos principal e inclinado e 20 pequenas para a curva. Os comprimentos delas ainda dependem da definição do sistema de acoplamento aos motores elétricos e serão calculados posteriormente.

## 5.2.3 Seleção dos motores elétricos

Há diversos tipos de motores elétricos. Eles variam em relação ao tipo de corrente (alternada ou contínua), número de fases, formas construtivas entre outros fatores. Onde há alimentação trifásica, o motor trifásico de indução é o tipo de motor elétrico mais simples, robusto e barato para determinada potência requerida (UMANS, 2014).

Esse tipo de motor apresenta uma relação entre conjugado (torque no eixo) e rotação semelhante à apresentada na Fig. (5.20):

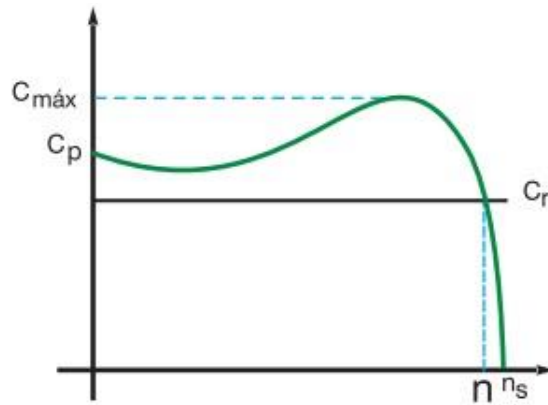


Figura 5.20: Relação entre conjugado e rotação de um motor de indução (WEG, 2017).

No gráfico da Fig. (5.20),  $C_{\max}$  é o conjugado máximo suportado pelo motor,  $C_p$  é o conjugado de partida,  $C_r$  é o conjugado resistente (nominal),  $n_s$  é a rotação síncrona e  $n$  a rotação nominal.

A rotação síncrona ocorre quando nenhuma carga é imposta ao motor e é dada em rpm por:

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{N_{\text{polos}}} \quad (17)$$

em que  $f$  é a frequência da rede de alimentação, que é 60 Hz no Brasil, e  $N_{\text{polos}}$  é o número de polos do motor.

Quando algum conjugado (carga) é imposto ao motor, a velocidade de rotação fica menor que a velocidade síncrona, conforme se observa na Fig.(5.20).

Para este projeto, há uma velocidade limite de transporte de 0,5 m/s; de acordo com o que foi exposto na Subseção 5.1.3. Portanto, um bom ponto de partida para a seleção dos motores e projeto dos sistemas de redução é garantir que a velocidade máxima de transporte seja atingida com o motor girando em sua velocidade síncrona. Dessa forma, impede-se que a velocidade máxima seja excedida. Além disso, seleciona-se um motor cuja curva conjugado-rotação possibilite que o conjugado máximo no motor (gerado pelo transporte de carga máxima) produza uma velocidade não muito inferior à velocidade síncrona, de modo que a velocidade de transporte não varia bruscamente dependendo da carga transportada.

Para tal procedimento, o primeiro passo é a definição da velocidade síncrona. Normalmente, os motores elétricos trifásicos possuem 2, 4, 6 ou 8 polos e motores de 4 polos costumam apresentar uma eficiência levemente superior. De acordo com a Eq. (17), quanto maior o número de polos menor a velocidade síncrona. Para permitir um redutor de velocidades mais simples e uma eficiência maior, opta-se por um motor de 4 polos, o que resulta em uma velocidade síncrona de 1800 rpm.

Por motivo de simplificação, a roda dentada que irá tracionar a corrente de rolos irá ser idêntica às rodas dentadas dos roletes, nos três segmentos. Com a velocidade máxima de transporte, obtém-se a rotação máxima da roda dentada, que é igual à rotação dos roletes e dada pela Eq. (18).



$$n_{rd} = \frac{2V}{D_r} \quad (18)$$

Com os valores da rotação síncrona  $n_s$  e da rotação máxima da roda dentada  $n_{rd}$ , obtém-se a relação de transmissão  $R$  necessária de acordo com a Eq. (19), que irá basear o projeto do redutor de velocidades.

$$R = \frac{n_s}{n_{rd}} \quad (19)$$

Outro cálculo a ser feito é o conjugado máximo na roda dentada,  $C_{rd}$ , a partir de seu diâmetro primitivo  $D_p$  e tração na corrente  $T$ , dada na Tab. (5.5), conforme a Eq. (20).

$$C_{rd} = \frac{TD_p}{2} \quad (20)$$

A partir de  $R$ , de  $C_{rd}$  e da eficiência esperada do redutor de velocidades  $\eta_r$ , é possível obter-se o conjugado máximo no motor,  $C_m$ .

$$C_m = \frac{C_{rd}}{\eta_r R} \quad (21)$$

Para o valor de  $\eta_r$  considera-se que o redutor de velocidades será construído a partir de dois pares de polias com transmissão por correia, em todos os segmentos acionados. Segundo Shigley (2005), a eficiência na transmissão por correia plana é aproximadamente 0,98. Elevando-se esse valor ao quadrado, obtém-se  $\eta_r = 0,96$  para o uso no cálculo.

A Tabela (5.7) apresenta os valores das variáveis discutidas para cada segmento.

Tabela 5.7: Valores das variáveis para a seleção dos motores para os segmentos principal, inclinado e curva.

Segmento	Principal (por zona)	Segmento inclinado	Curva
Velocidade máxima de transporte $V$ (m/s)	0,50	0,50	0,50
Velocidade máxima na corrente $V_{ch}$ (m/s)	0,45	0,45	0,37
Rotação máxima da roda dentada $n_{rd}$ (rpm)	191,1	191,1	125,2
Tração máxima na corrente $T$ (N)	126	244	449
Diâmetro primitivo da roda dentada $D_p$ (mm)	45,08	45,08	57,07
Rotação síncrona do motor $n_s$ (rpm)	1800	1800	1800
Relação de transmissão $R$	9,4	9,4	14,4
Conjugado máximo na roda dentada $C_{rd}$ (Nm)	2,84	5,50	12,81
Eficiência na redução $\eta_r$	0,96	0,96	0,96
Conjugado máximo no motor $C_m$ (Nm)	0,31	0,61	0,93

Dispondo-se desses dados para cada segmento, o motor é selecionado com base em sua curva conjugado-rotação. Os motores da linha W22 da WEG dispõem de ampla informação técnica disponível, inclusive toda a curva conjugado-rotação. O de mais baixa potência da linha, de 0,16 cv ou 120 W,

apresenta especificação satisfatória para todos os segmentos. A Figura (5.21) apresenta a identificação em um gráfico disponível no site da WEG da rotação do motor quando imposto a ele o conjugado máximo  $C_m$ , para cada segmento.

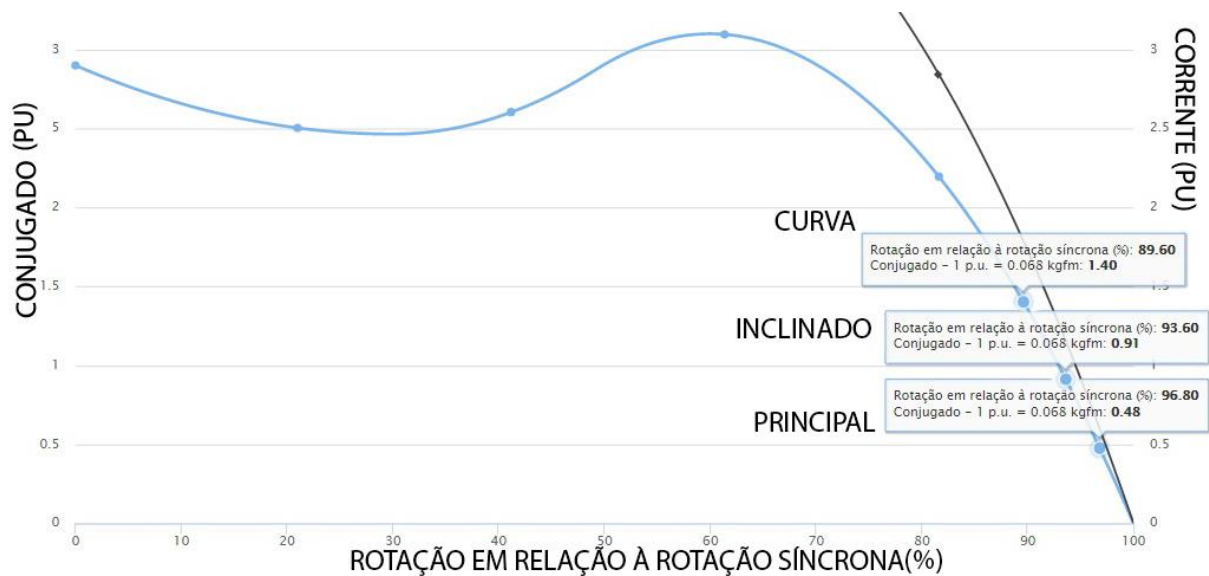


Figura 5.21: Curva conjugado-rotação e os pontos de carga máxima para cada segmento (Adaptado de WEG, 2019)

A partir das rotações  $n_m$  encontradas, obtém-se a velocidade de transporte com a carga máxima, que será a velocidade mínima  $V_{min}$  de transporte, utilizando-se:

$$V_{min} = \frac{n_m}{n_s} V \quad (22)$$

A Tabela (5.8) apresenta os valores obtidos a partir da seleção do motor para cada segmento.

Tabela 5.8: Motor selecionado, suas rotações para o conjugado máximo e velocidade mínima de transporte para cada segmento.

Segmento	Principal (por zona)	Segmento inclinado	Curva
Motor selecionado	WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz	WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz	WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz
Rotação $n_m$ do motor com conjugado $C_m$ (rpm)	1742	1685	1613
Velocidade de transporte com carga máxima $V_{min}$ (m/s)	0,48	0,47	0,45

A Figura (5.22) apresenta o motor selecionado.



Figura 5.22: Motor WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz (WEG, 2019).

A Tabela (5.9) apresenta os dados do motor retirados do catálogo WEG relevantes para o projeto.

Tabela 5.9: Especificações do motor WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz (WEG, 2019).

WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz	
Número de polos	4
Potência	0,12 kW
Frequência	60 Hz
Carcaça	63
Conjugado nominal	0,666 Nm
Corrente nominal	0,769/0,445 A
Conjugado de partida Cp/Cn	2,5
Corrente de partida	3,54/2,05 A
Conjugado máximo Cmax/Cn	3,1
Momento de inércia	0,004 kgm <sup>2</sup>
Massa	7,6 kg
Nível médio de pressão sonora	48 dB
Fator de serviço	1,15
Rotação nominal	1715 rpm
Tensão	220/380 V
Rendimento com 100% de carga	64%
Rendimento com 75% de carga	60%
Rendimento com 50% de carga	53%
Fator de potência com 100% de carga	0,64
Fator de potência com 75% de carga	0,55
Fator de potência com 50% de carga	0,44
Grau de proteção	IP55
Máxima carga radial no eixo	400 N

#### 5.2.4 Projeto do redutor de velocidades

Necessita-se de 4 redutores de velocidades para o segmento principal (um para cada zona), um para o segmento inclinado e um para a curva. Conforme a Tab. (5.7), a relação de transmissão para os segmentos principal e inclinado vale 9,4 e para a curva vale 14,4. Como não há necessidade de uma sincronia perfeita e as potências transmitidas são relativamente baixas, pode-se utilizar polias e correias planas para a construção do redutor de velocidades. Entretanto, a relação de transmissão é alta para o uso de apenas um par de polias. Assim, será utilizado dois pares de polias com a mesma relação de transmissão, devendo esta ser igual à raiz quadrada da relação de transmissão total.

O conjunto é formado de uma polia de diâmetro  $d$  conectada ao motor, um par de polias integradas de diâmetro maior  $D$  e menor  $d$  suspensa por um tensionador, uma polia de diâmetro  $D$  suspensa por outro tensionador integrada a uma roda dentada idêntica às dos roletes e duas correias idênticas.

Para o prosseguimento do projeto, as peças do redutor receberão designações. A polia a ser conectada ao motor será designada de  $M$ . As demais receberão uma designação de duas letras sendo a primeira para indicar o segmento ( $P$  para principal e inclinado e  $C$  para a curva) e a segunda para indicar seu tipo ( $A$  para o par de polias integradas e  $B$  para a polia com o furo para encaixe da roda dentada). As rodas dentadas para o segmento principal e inclinado serão designadas de  $RP$  e a roda dentada para a curva será designada de  $RC$ . A Figura (5.23) apresenta o desenho em corte do redutor para os segmentos principal e inclinado com as nomeações dos componentes. O redutor para a curva possui montagem idêntica.

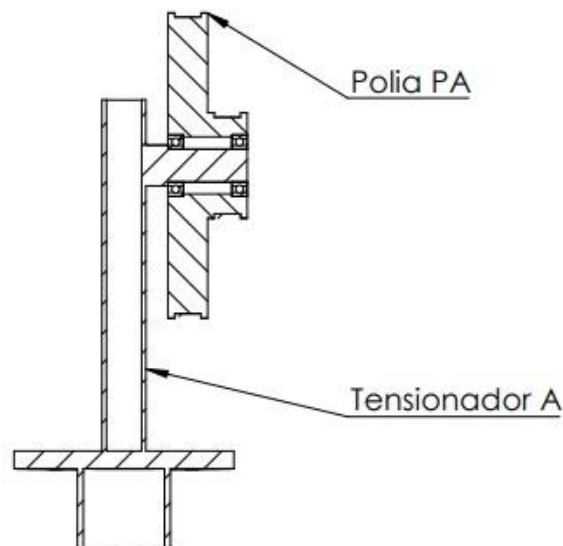
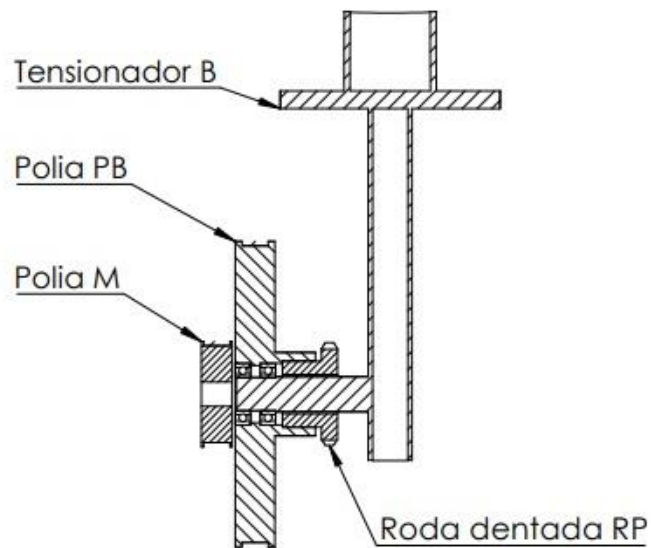


Figura 5.23: Corte do redutor de velocidades e designação dos componentes.

A Figura (5.24) apresenta o resultado final do projeto do redutor de velocidades para a curva. Em seguida, são detalhados os procedimentos para a especificação das polias, das correias e dos rolamentos, bem como o projeto do dispositivo tensionador da correia.

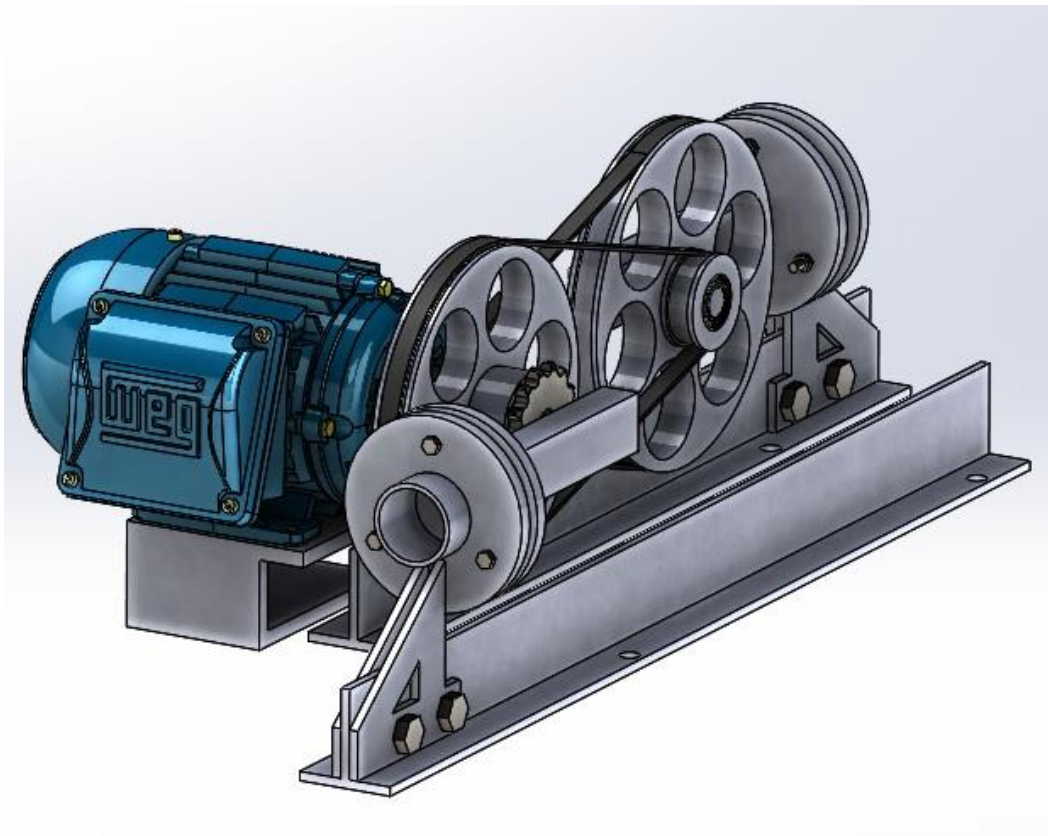


Figura 5.24: Redutor de velocidades e motor.

#### 5.2.4.1 Polias

As polias devem ter a relação dos diâmetros que garanta a relação de transmissão desejada. Sendo  $D$  o diâmetro maior e  $d$  o menor, a relação de transmissão de um par  $R_p$  é dado por:

$$R_p = \sqrt{R} = \frac{D}{d} \quad (23)$$

A correia a ser utilizada exige que a polia menor tenha no mínimo 35 mm de diâmetro. Para a simplificação da fabricação das polias, o diâmetro  $d$  será idêntico para todos os redutores. Além disso, seu valor é escolhido de modo que o valor de  $D$  não contenha casas decimais. O menor valor que possibilita isso é  $d = 44$  mm.

Conforme é detalhado posteriormente, a correia terá largura de 10 mm e espessura de 2 mm. De acordo com a fabricante de correias Habasit, o canal da polia deve ter de 1,2 até 1,3 vezes a largura da correia e os ressalto laterais devem ter a altura da espessura da correia. A Tabela (5.10) apresenta as dimensões das polias para cada segmento acionado.

Tabela 5.10: Dimensões principais das polias e da roda dentada.

Segmento	P	IN	C
d (mm)	44	44	44
D (mm)	135	135	169
b (mm)	12	12	12
Dp (mm)	45,08	45,08	57,07

A Figura (5.25) apresenta a polia M, comum a todos os redutores, conectada ao motor por meio de chaveta.

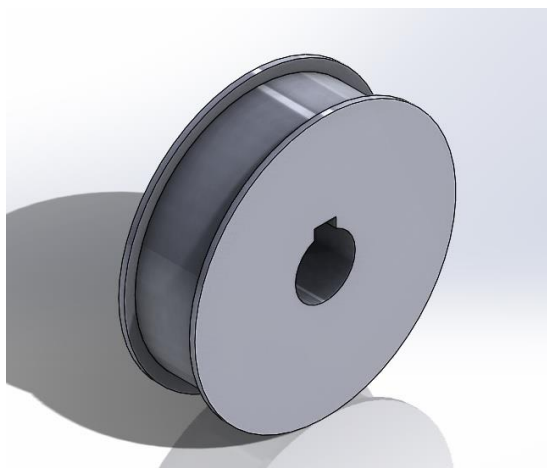


Figura 5.25: Polia M.

As dimensões da chaveta são próprias do motor, que já são adequadas para a potência transmitida. Assim, não é necessário calcular o fator de segurança das chavetas.

A Figura (5.26) apresenta a polia PA, que está presente na montagem dos redutores dos segmentos principal e inclinado. A polia CA, que equipa os redutor dos segmento de curva, possui geometria idêntica, apenas com o diâmetro D diferente.

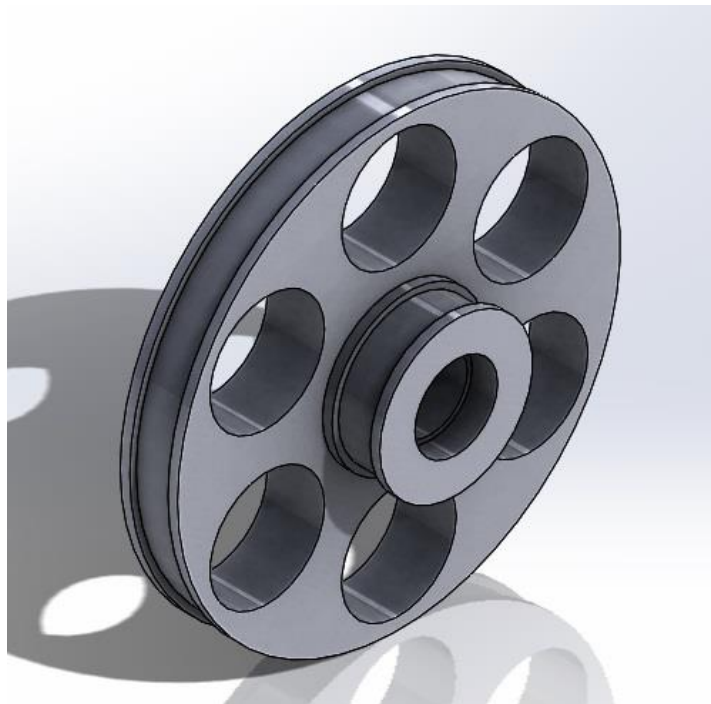


Figura 5.26: Polia PA.

As polias PB e CB do redutor possuem um furo para um acoplamento por interferência com uma roda dentada da fabricante Induscor. As Figuras (5.27) e (5.28) apresentam, respectivamente, a polia PB e a roda dentada RP para os segmentos principal e inclinado.

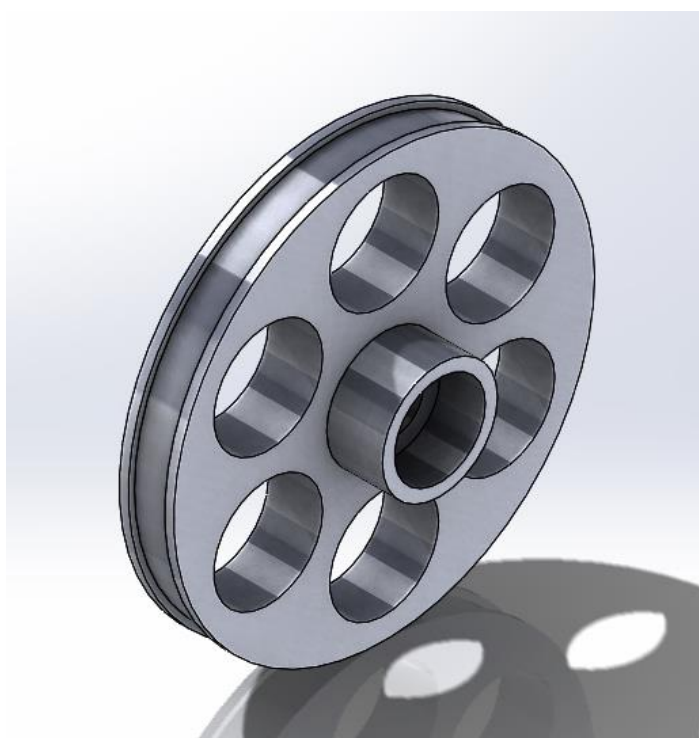


Figura 5.27: Polia PB.



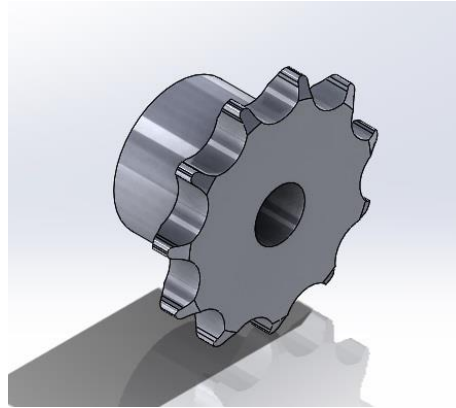


Figura 5.28: Roda dentada RP.

#### 5.2.4.2 Correias

As correias planas são adquiridas por rolo e cortadas, com suas extremidades posteriormente unidas (SHIGLEY, 2005). A Figura (5.29) apresenta as dimensões de uma transmissão por correia.

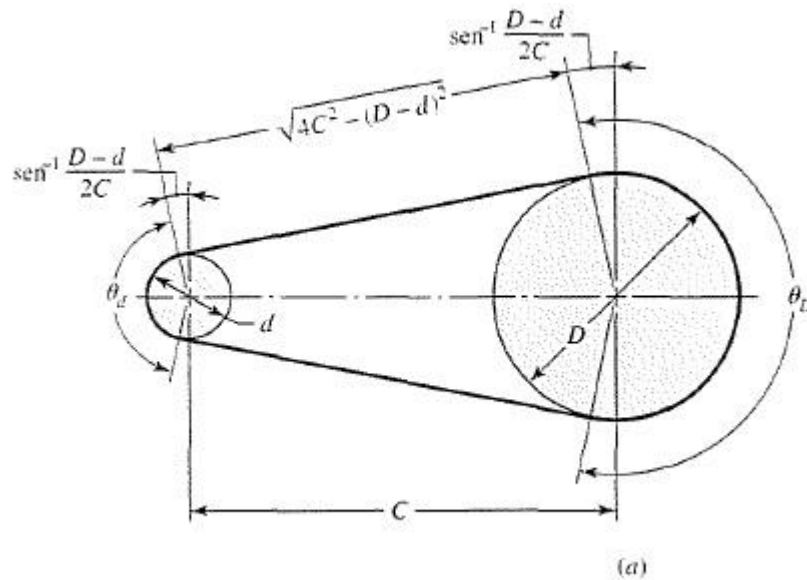


Figura 5.29: Transmissão por correia e suas dimensões (SHIGLEY, 2005).

O ângulo  $\theta_d$  é importante para o dimensionamento da correia e é dado por:

$$\theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right) \quad (24)$$

Já o comprimento da correia é dado por:

$$L = [4C^2 - (D-d)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d) \quad (25)$$

A Figura (5.30) apresenta as forças atuantes na transmissão por correia, considerando a polia menor.

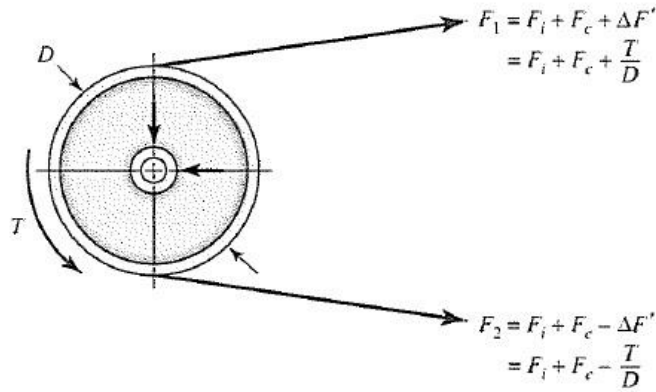


Figura 5.30: Forças atuantes na polia menor em uma transmissão por correia (SHIGLEY, 2005).

Como a correia selecionada, com sua largura de 10 mm, é relativamente leve e as velocidades são relativamente baixas, a força centrífuga  $F_c$  resulta em um valor desprezível. Desse modo, não será considerada nos cálculos seguintes.

A diferença entre as forças  $F_1$  e  $F_2$  é proporcional ao torque transmitido, conforme a Eq. (26):

$$F_1 - F_2 = \frac{2T}{D} \quad (26)$$

O torque necessário, por sua vez, é dado por:

$$T = \frac{H_{nom} K_s n_d}{n} \quad (27)$$

Em que  $H_{nom}$  é a potência nominal a ser transmitida,  $K_s$  é o fator de serviço,  $n_d$  é o fator de segurança e  $n$  a rotação da polia na qual se quer obter o torque  $T$ .

O ângulo  $\theta_d$  e o coeficiente de atrito  $f$  determina a razão entre  $F_1$  e  $F_2$  de acordo com a Eq. (28).

$$\frac{F_1}{F_2} = \exp(f\theta_d) \quad (28)$$

em que  $f$  é o coeficiente de atrito entre a correia e a polia.

A tensão inicial  $F_i$  é a força que é obtida com a montagem das polias e das correias e é fundamental para o correto funcionamento do conjunto. É dada por:

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (29)$$

Conforme apresentado na Tab. (5.9), a carga radial máxima permitida no eixo de saída do motor é de 400 N, considerando sua resultante na metade do comprimento do eixo. Desprezando o pequeno ângulo em relação à horizontal das correias, a carga radial no eixo é igual ao dobro de  $F_i$ :

$$F_r = 2F_i \quad (30)$$

Dessa forma, é necessário um projeto cuja tensão inicial seja inferior a 200N. Segundo o método proposto por Shigley (2005), a força  $F_1$  é obtida a partir da força admissível  $F_{1a}$  dada por:

$$F_{1a} = bF_a C_p C_v \quad (31)$$

em que  $b$  é a largura da correia,  $F_a$  a força admissível por unidade de largura fornecido pelo fabricante,  $C_v$  é o fator de correção de velocidade e  $C_p$  é o fator de correção da polia. A partir dela, calcula-se a tensão necessária  $F_i$  e é verificado se o coeficiente de atrito obtido a partir da Eq (28) é inferior ao especificado pelo fabricante da correia.

Entretanto, como esse método resulta em uma alta força radial no eixo do motor, o dimensionamento da correia será feito de modo que a tensão inicial seja a mínima possível em que o coeficiente de atrito necessário seja inferior ao da correia.

Para isso, foi construída uma planilha de cálculo. A planilha foi programada para, a partir dos dados de entrada, inclusive a tensão inicial, calcular  $F_1$ ,  $F_2$  e  $f$  a partir das Eqs. (26), (27) e (28) e dizer se  $F_1$  e  $F_2$  são inferiores à tensão admissível calculada pela Eq (31) e se  $f$  é inferior ao coeficiente de atrito  $f_a$  dado pelo fabricante. Caso essas hipóteses sejam verdadeiras, a célula é preenchida com a cor verde.

Dimensões e componentes comuns a todos os redutores são altamente desejados, pois reduzem a complexidade da fabricação, das compras e da manutenção. Dessa forma, as correias e suas larguras serão idênticas a todos os redutores do projeto, assim como a tensão inicial.

Após algumas tentativas, obteve-se a melhor correia para o projeto, a 3FL-3SH, fabricada pela Nitta Corporation e vendida no Brasil pela Tecnobelt e outras empresas, cuja ficha técnica está no Anexo V. O fator de serviço para esse tipo de aplicação foi escolhido como sendo  $K_s = 1,3$ ; conforme as recomendações da Habsit. O fator de segurança é 1,2. As especificações da correia estão na planilha de cálculo apresentada pela Tab. (5.11), assim como os resultados obtidos. Os número 1 e 2 das transmissões da tabela se referem, respectivamente, ao primeiro par de polias (conectado ao motor) e ao segundo par de polias (conectada à roda dentada).

Tabela 5.11: Planilha de cálculo com resultados finais para os as duas transmissões dos redutores de cada segmento

Transmissão	Principal 1	Principal 2	Inclinado 1	Inclinado 2	Curva 1	Curva 2
H <sub>nom</sub> (W)	120	120	120	120	120	120
n (rpm)	1742	567,4	1685	540,1	1613	424,5
d (m)	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
D (m)	0,135	0,135	0,135	0,135	0,169	0,169
C (m)	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
Correia	TFL-3SH	TFL-3SH	TFL-3SH	TFL-3SH	TFL-3SH	TFL-3SH
f <sub>a</sub>	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
K <sub>s</sub>	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
n <sub>d</sub>	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
b (m)	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
F <sub>a</sub> (N/mm)	135	135	135	135	135	135
F <sub>i</sub> (N)	140	140	140	140	140	140
C <sub>p</sub>	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
C <sub>v</sub>	1	1	1	1	1	1
Resultados						
R	3,068	3,068	3,068	3,068	3,841	3,841
v (m/s)	4,01	1,31	3,88	1,24	3,72	0,98
φ (rad)	3,07	3,07	3,07	3,07	3,00	3,00
T (Nm)	1,026	3,151	1,061	3,310	1,108	4,211
F <sub>1a</sub> (N)	945,00	945,00	945,00	945,00	945,00	945,00
F <sub>1</sub> (N)	163,32	211,60	164,11	215,22	165,19	235,71
F <sub>2</sub> (N)	116,68	68,40	115,89	64,78	114,81	44,29
f	0,11	0,37	0,11	0,39	0,12	0,56
L (m)	0,738	0,738	0,738	0,738	0,802	0,802

Conforme a Tabela (5.11), o maior coeficiente de atrito necessário foi a segunda transmissão da curva, e todos se situam abaixo do valor máximo para a correia de 0,7.

A tensão inicial para todos os redutores é 140 N. Essa tensão é obtida a partir do aperto dos parafusos dos fixadores, com a medição de duas marcas de caneta na correia feitas antes da montagem, a qual deve resultar em um acréscimo de comprimento específico. O fabricante da correia fornece a força necessária por unidade de largura ( $P_{2\%}$ ) para uma deformação de 2%. Assim, considerando o comportamento tensão-deformação linear, pode-se calcular o acréscimo  $\Delta L$  da distância entre as marcas em função da tensão inicial requerida, da largura e da distância original entre as marcas (L) a partir da Eq (32).

$$\Delta L = \frac{0,02F_i}{P_{2\%}b}L \quad (32)$$

Para permitir o uso de um paquímetro para essas medições, a distância L recomendada para a marcação antes da montagem será  $L = 100,00$  mm. Para a correia selecionada,  $P_{2\%}$  vale 13,5 N/mm e sua largura é 10 mm. As tensões iniciais são idênticas para todos os redutores. Dessa forma, para o bom funcionamento das transmissões,  **$\Delta L$  deve ser 2,07 mm** em todas as correias do projeto.

Infelizmente, não há nos livros de projeto de máquinas nem nos guias de fabricantes de correias uma forma de calcular a vida de uma correia plana de transmissão de potência. Dessa forma, a manutenção desse elemento será feita a partir de análises rotineiras e com a posse de correias de reserva. Mesmo que

a correia se rompa, não haverá nenhum perigo de injúria aos funcionários e nem de danos ao equipamento.

### 5.2.4.3 Rolamentos

É preciso selecionar rolamentos para as polias integradas do redutor de velocidades. Para essa seleção, levou-se em consideração os seguintes fatores:

- não necessidade de lubrificação;
- vida de no mínimo 10 anos com uma confiabilidade de 90%, para, em média, 2/3 do dia em funcionamento contínuo;
- um modelo ser comum a todas as polia integradas e outro ser comum a todas polias com rodas dentadas;
- ser um modelo popular.

A necessidade de lubrificação exigiria que houvesse o desmonte de todo o redutor de velocidades. Segundo a fabricante de rolamentos SKF, os modelos com vedação não precisam de lubrificação. Dessa forma, serão selecionados rolamentos vedados.

Já a vida de no mínimo 10 anos permite que a troca de rolamentos para o transportador seja bastante raro, ocorrendo com 10% de probabilidade antes desse período, não exigindo desmonte corriqueiros para a manutenção. O tempo médio de funcionamento contínuo é considerado como sendo 2/3 de um dia. Essa consideração será ressaltada no plano de manutenção.

Além disso, a seleção de um modelo popular facilita sua compra e reposição ao fim da vida e a escolha de componentes comuns entre os segmentos do projeto facilita a compra e a manutenção.

O único cálculo para a seleção dos rolamentos, portanto, é para obter sua vida. A vida de um rolamento rígido de esferas com uma confiabilidade de 90% em milhões de revoluções é dada por:

$$L_{10} = \left(\frac{P}{C}\right)^3 \quad (33)$$

onde P é a carga radial no rolamento e C é a carga dinâmica básica fornecida pelo fabricante. Neste projeto, não há cargas axiais.

A Figura (5.31) apresenta o diagrama de corpo livre para as polias PA/CA, desconsiderando os momentos. Os torques  $T_1$ ,  $T_2$  e  $T_3$  se referem, respectivamente, aos torques no eixo do motor, nas polias PA/CA e nas polias PB/CB.

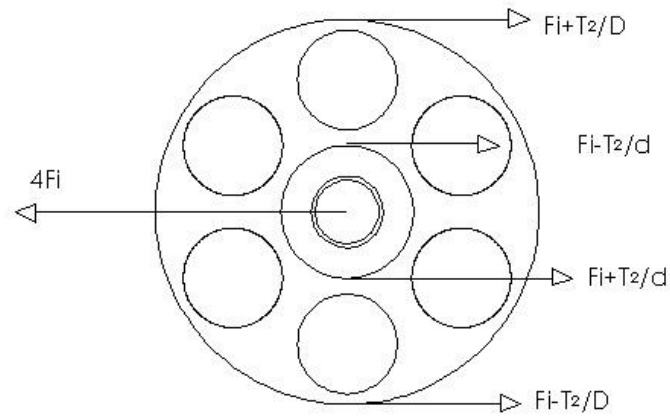


Figura 5.31: Diagrama de corpo livre das polias PA e CA, com os momentos desconsiderados.

Já as polias PB e CB recebem também a força da tração na corrente de rolos  $T_c$ , disposta na Tab. (5.5) para cada segmento do transportador. A Figura (5.32) apresenta o diagrama de corpo livre.

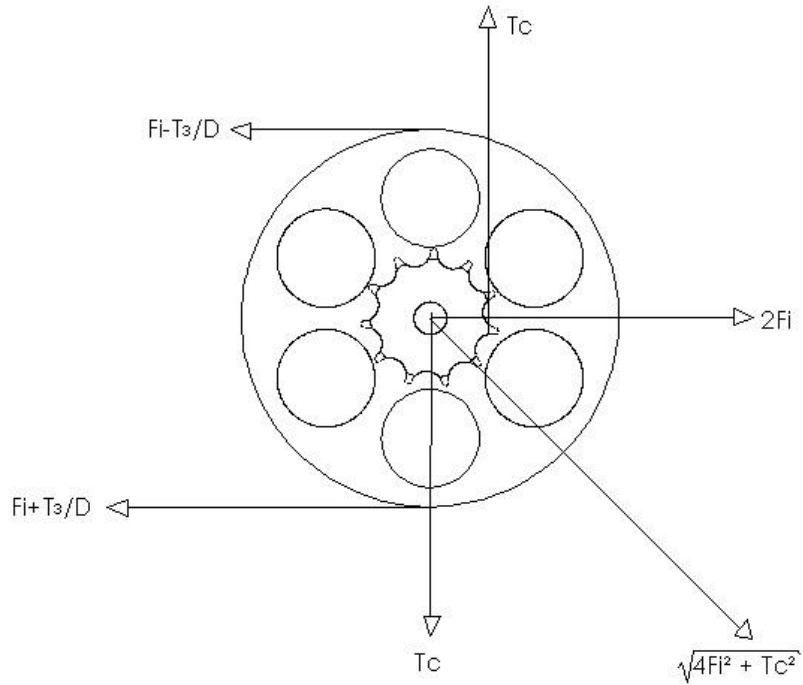


Figura 5.32: Diagrama de corpo livre das polias PB e CB, com os momentos desconsiderados.

Dessa forma, conclui-se que a força radial  $F_r$  no eixo das polias PA/CA vale:

$$F_r = 4F_i \quad (34)$$

Para as polias PB/CB vale:

$$F_r = \sqrt{4F_i^2 + T_c^2} \quad (35)$$

Cada polia será sustentada por dois rolamentos, portanto a carga radial  $P$  no rolamento vale:

$$P = \frac{F_r}{2} \quad (36)$$

A Tabela (5.12) apresenta os resultados para todas as polias.

Tabela 5.12: Forças radiais e cargas radiais nos rolamentos para cada polia.

Segmento	Polia	Fi (N)	T (N)	Fr (N)	P (N)
Principal (por zona)	PA	140	0	560	280
	PB	140	126	307	154
Inclinado	PA	140	0	560	280
	PB	140	244	371	186
Curva	CA	140	0	560	280
	CB	140	449	529	265

Foram feitas diversas tentativas para a escolha dos melhores rolamentos. Para tornar o projeto mais uniforme, dois modelos poderiam ser escolhidos, um para todas as polias PA/CA e outro para todas as polias PB/CB. Muitos dos modelos obtidos no catálogo do fabricante ou não estavam disponíveis comercialmente, ou resultava em uma vida muito baixa. Alguns que resultava em vida de aproximadamente 10 anos tinham um preço maior do que os que resultava em maior vida. Assim, a melhor alternativa encontrada foi o modelo W 61902-2Z para todas as polias. Ele é feito de aço inoxidável e possui blindagem. Sua ficha técnica completa está no Anexo III.

A Tabela (5.13) apresenta uma planilha de cálculo para a vida dos rolamentos e o diâmetro interno d.

Tabela 5.13: Planilha de cálculo para os rolamentos para cada polia em cada segmento.

	Principal (por zona)		Inclinado		Curva	
	Polias PA	Polia PB	Polia PA	Polia PB	Polia CA	Polia CB
P (N)	280	154	280	186	280	265
Rolamento	W 61902-2Z	W 61902-2Z	W 61902-2Z	W 61902-2Z	W 61902-2Z	W 61902-2Z
C (N)	3710	3710	3710	3710	3710	3710
n	577,2	188,1	567,9	185,1	444,3	115,7
horas/dia	16	16	16	16	16	16
vida (mi r)	2326,203	13981,687	2326,203	7935,657	2326,203	2744,000
vida (anos)	11,5	212,1	11,7	122,4	14,9	67,7
d (mm)	15	15	15	15	15	15

#### 5.2.4.4 Tensionadores

O tensionador é o dispositivo que sustenta as polias e submete as correias a uma tensão inicial determinada pelo aperto de três parafusos. Serão dois tipos dessa peça para o projeto: o que sustenta as polias PA/CA e o que sustenta as polias PB/CB. Ambos terão 3 furos para o parafuso.

Tabelas de parafusos padronizados apresentam suas áreas sobre tração ( $A_t$ ) e suas resistências mínimas de prova ( $S_p$ ). A forma com que serão utilizados os parafusos neste projeto, sem uma junta em contato, dispensa a análise da rigidez da junta. A força em cada parafuso ( $P_b$ ), desprezando o peso do

conjunto, é aproximadamente a força radial que a polia faz no eixo dividida pelo número de parafusos. Porém, para este cálculo, devido à incerteza da distribuição das forças, será considerada toda a força no eixo em um único parafuso.

A tensão no parafuso, por sua vez, é dada por:

$$\sigma_b = \frac{P_b}{A_t} \quad (37)$$

O fator de segurança  $FS_b$  do parafuso é dado por:

$$FS_b = \frac{S_p}{\sigma_b} \quad (38)$$

Para este projeto, foi escolhido parafuso e porca M5 x 0,8 (diâmetro de 5 mm e passo de 0,8 mm), com a classe 4,6, a mais simples e de menor resistência. Segundo Norton (2013), essa especificação de parafuso possui  $A_t = 14,18 \text{ mm}^2$  e  $S_p = 225 \text{ MPa}$ . Considerando o caso mais crítico, que é o tensionador das polias PA/CA, cuja força de reação é de 560 N com o uso correto, tem-se  $P_b = 560 \text{ N}$ . O fator de segurança para os parafusos resulta então em  $FS_b = 5,7$  e é satisfatório para essa aplicação. Esse modelo será utilizado em ambos os tipos de tensionador.

Os corpos dos tensionadores foram desenhados a partir de perfis e tubos disponíveis no mercado, constituídos de aço 1020. Após isso, as tensões foram obtidas com o uso do programa *SolidWorks*, pelo Método dos Elementos Finitos.

Foram consideradas como condições de contorno as superfícies do tensionador que a porca tem contato, as quais possuem deslocamento zero. A suposição de que o parafuso é um elemento rígido para essa análise é conservadora, uma vez que resulta em maiores tensões no corpo do tensionador.

As forças no eixo são as da Tab. (5.12).

A Figura (5.33) apresenta o resultado gráfico de pós-processamento para os tensionadores das polias PA/CA.



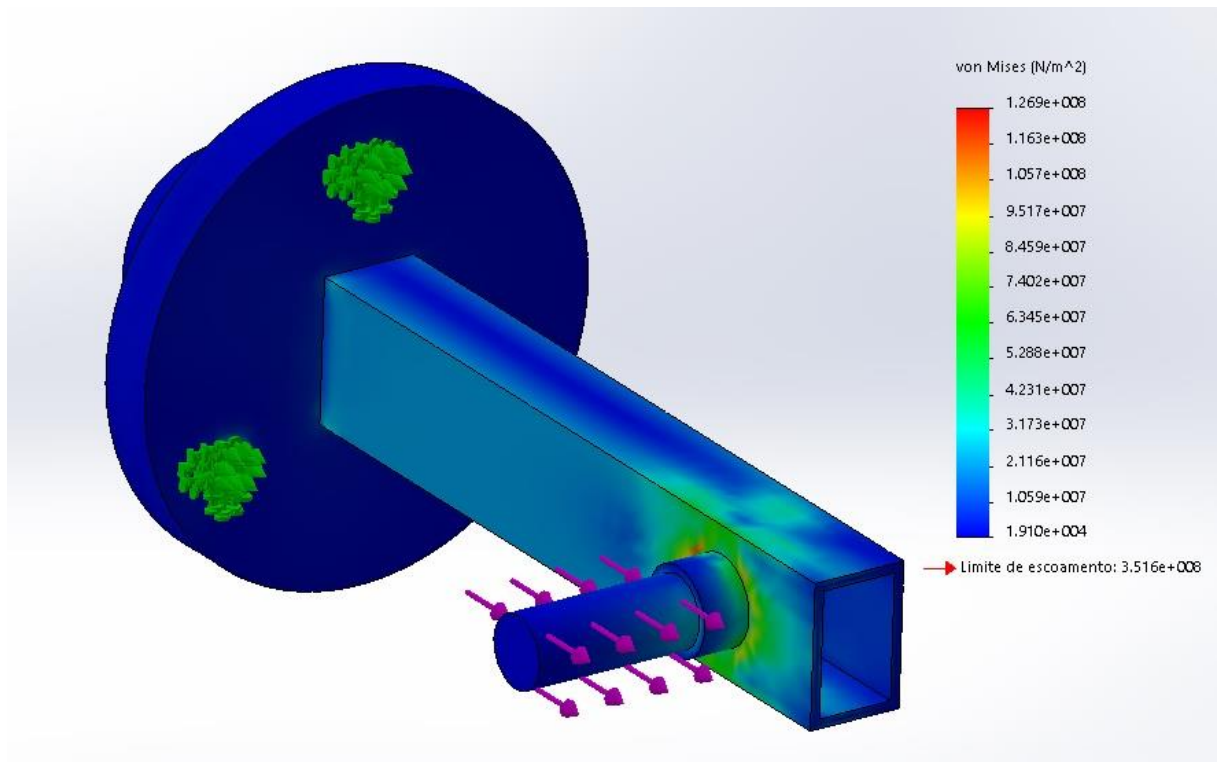


Figura 5.33: Resultado da análise pelo Método dos Elementos Finitos do corpo do tensionador das polias PA/CA.

Os resultados numéricos relevantes foram:

- Tensão de Von Mises máxima:  $\sigma_v = 126,9 \text{ MPa}$
- Deslocamento máximo:  $\delta = 0,216 \text{ mm}$

Considerando o limite de escoamento do aço 1020 de  $\sigma_e = 351,5 \text{ MPa}$ , tem-se o fator de segurança para o escoamento **FS = 2,77**; satisfatório para esta aplicação.

A Figura (5.34) apresenta o resultado gráfico do pós-processamento do tensionador das polias PB/CB.

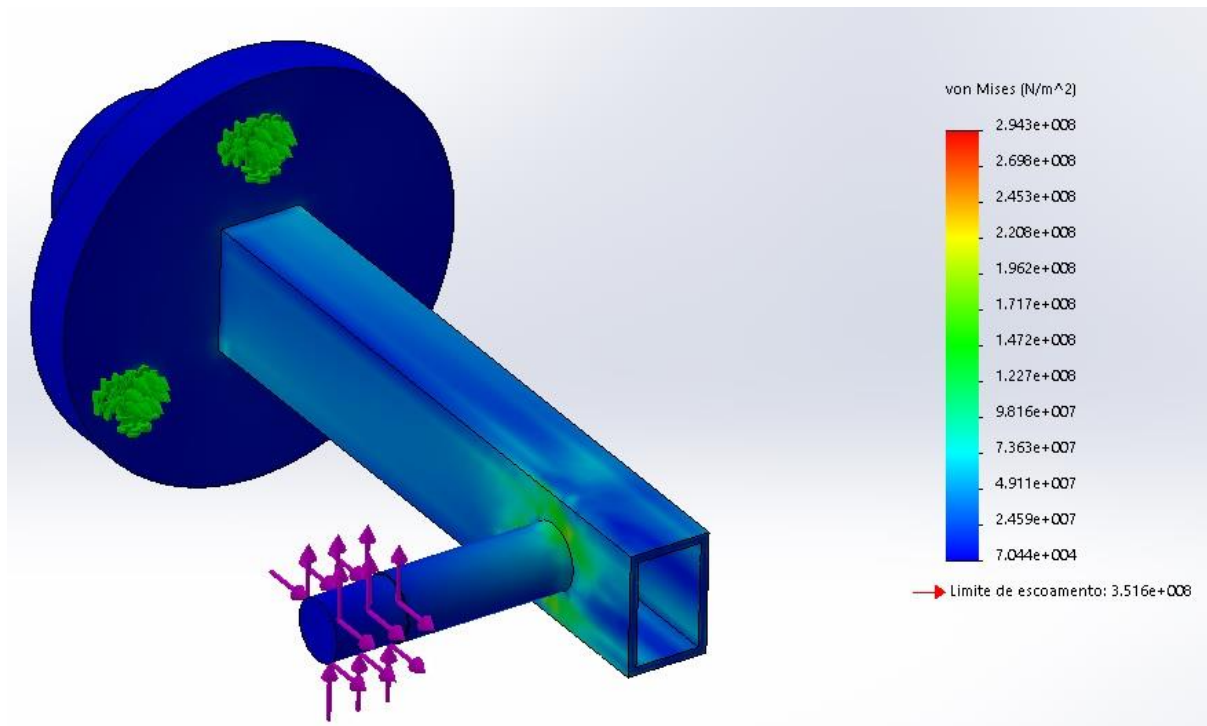


Figura 5.34: Resultado da análise pelo Método dos Elementos Finitos do corpo do tensionador das polias PB/CB.

Os resultados numéricos relevantes foram:

- Tensão de Von Mises máxima:  $\sigma_v = 294,3 \text{ MPa}$
- Deslocamento máximo:  $\delta = 0,562 \text{ mm}$

Considerando o limite de escoamento do aço 1020 de  $\sigma_e = 351,5 \text{ MPa}$ , tem-se o fator de segurança para o escoamento **FS = 1,19**; satisfatório para esta aplicação.

### 5.3 CONTROLE E ALIMENTAÇÃO DOS MOTORES

Conforme decidido no Projeto Conceitual, o controle do transportador se dará a partir de botoeiras e um Controlador Lógico Programável (CLP), que acionará os motores trifásicos pelos intervalos de tempo suficientes para o transporte contínuo (sem interrupções) de uma carga.

Cada zona do segmento principal terá um par de botoeiras de acionamento e um par de botoeiras de emergência. As botoeiras de emergência, caso pressionadas, deverão parar o funcionamento de todos os motores. Elas serão distribuídas pelo transportador para facilitar sua interrupção em caso de emergência. O segmento inclinado terá um par de botoeiras de emergência e a curva terá apenas uma botoeira de emergência. A Figura (5.35) apresenta o esquema das botoeiras de controle, fora de escala. As botoeiras S são para o acionamento e as botoeiras B são as de emergência.

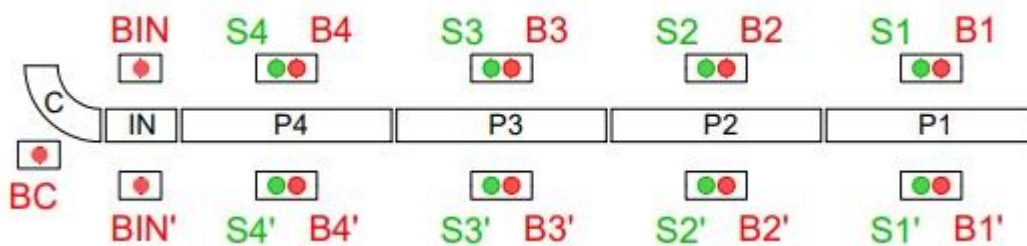


Figura 5.35: Desenho esquemático das botoeiras de controle, fora de escala.

Para o projeto do sistema de controle e alimentação do transportador, determina-se os intervalos de tempo de funcionamento para cada motor em função do acionamento de determinada botoeira. Após isso, projeta-se o circuito de controle, a qual o CLP faz parte, e o circuito de potência, que contém as três fases para a alimentação do motor.

### 5.3.1 Determinação dos tempos de acionamento

É possível calcular o tempo em que a bobina permanece em uma zona ou segmento a partir da velocidade de transporte e o comprimento da zona. A Tabela (5.14) apresenta os tempos de transporte, considerando, por segurança, uma velocidade mínima de 0,4 m/s e máxima de 0,5 m/s.

Tabela 5.14: Tempos de transporte para cada zona.

Zona	Comprimento (m)	Velocidade de transporte mínima (m/s)	Velocidade de transporte máxima (m/s)	Tempo de transporte mínimo (s)	Tempo de transporte máximo (s)
P1	4,25	0,4	0,5	8,5	10,6
P2	4,25	0,4	0,5	8,5	10,6
P3	4,25	0,4	0,5	8,5	10,6
P4	4,25	0,4	0,5	8,5	10,6
IN	1,55	0,4	0,5	3,1	3,9
C	1,85	0,4	0,5	3,7	4,6

Antes de pressionar a botoeira de acionamento, o funcionário poderá pôr a bobina em qualquer ponto da zona, sendo necessário considerar os dois extremos possíveis: colocando a bobina no início e colocando a bobina no final da zona.

Considerando o tempo máximo de transporte, a Fig. (5.36) apresenta os intervalos de tempo de acionamento de cada motor quando pressionado a botoeira S1, para exemplificação. O caso 1 retrata o caso em que o funcionário coloca a bobina no início da zona e o caso 2 retrata o caso em que o funcionário coloca a bobina no final da zona.

Tabela 5.15: Exemplificação dos intervalos de acionamento dos motores para os dois casos de disposição da carga quando pressionado o botão S1.

Botão	Motor	Tempo (s)			
S1	P1	10,6			
	P2	21,2			
	P3	31,8			
	P4	42,4			
	IN	35,7	46,3		
	C	40,3	50,9		
Legenda		Caso 1	Caso 2		

Para a programação do Controlador Lógico Programável, é necessário sobrepor os dois casos. Observa-se também, na Fig. (5.36), que os motores dos segmentos inclinado e da curva têm um intervalo entre dois acionamentos. Esse intervalo será excluído para evitar acionamentos e desligamentos muito constantes. Além disso, todos os motores subsequentes à zona onde é pressionado o botão serão acionados com 2,2 s de antecedência, para funcionar bem nos casos em que a velocidade de transporte é máxima. Esse valor é calculado para que mesmo com a velocidade máxima de transporte (0,5 m/s) o controle seja adequado.

A partir dos ajustes mencionados, são obtidos os intervalos de acionamento dos motores para o acionamento de cada botão, apresentado pela Fig. (5.37).

Tabela 5.16: Intervalos de acionamento dos motores em função do acionamento de cada botão.

Botão	Motor	Tempo (s)			
S1	P1	10,6			
	P2	21,2			
	P3	8,4	31,8		
	P4	19,0	42,4		
	IN	29,6	46,3		
	C	33,5	50,9		
S2	P1				
	P2	10,6			
	P3	21,2			
	P4	8,4	31,8		
	IN	19,0	35,7		
	C	22,9	40,3		
S3	P1				
	P2				
	P3	10,6			
	P4	21,2			
	IN	8,4	25,1		
	C	12,3	29,7		
S4	P1				
	P2				
	P3				
	P4	10,6			
	IN	14,5			
	C	3,9	19,1		

Nos casos em que um botão for pressionado antes de terminar alguma sequência de acionamento, o programa deverá sobrepor as duas sequências.

### 5.3.2 Circuito de comando

Será utilizado o Controlador Lógico Programável CLW-02 20HR-A 3RD CLIC02 da WEG apresentado pela Fig. (5.38). Ele possui 12 entradas digitais e 8 saídas relé, números suficientes para este projeto. Nas entradas serão conectadas as botoeiras de acionamento (S), e o programa irá fechar as saídas relé de acordo com a Fig. (5.37). O programa em si, escrito em linguagem *Ladder*, não faz parte do escopo deste trabalho.



Figura 5.36: Controlador Lógico Programável CLW-02 20HR-A 3RD CLIC02 (VIEWTECH, 2019).

As botoeiras de emergência são normalmente fechadas. Para que o acionamento de qualquer uma delas pare todos os motores, elas serão conectadas em série no ramo de alimentação das saídas relés do CLP.

Já as botoeiras de acionamento são normalmente abertas. Cada zona do segmento principal terá um par delas, as quais serão conectadas em paralelo e conectadas à uma entrada do CLP. Serão 4 pares, portanto serão utilizadas 4 entradas no CLP.

Para a proteção do circuito de comando, será utilizado um disjuntor bipolar.

Os motores e demais componentes das zonas P1, P2, P3, P4, IN e C, nessa ordem, serão numerados de 1 a 6. A Figura (5.39) apresenta o circuito de comando e a Tab. (5.15) apresenta os componentes dele.

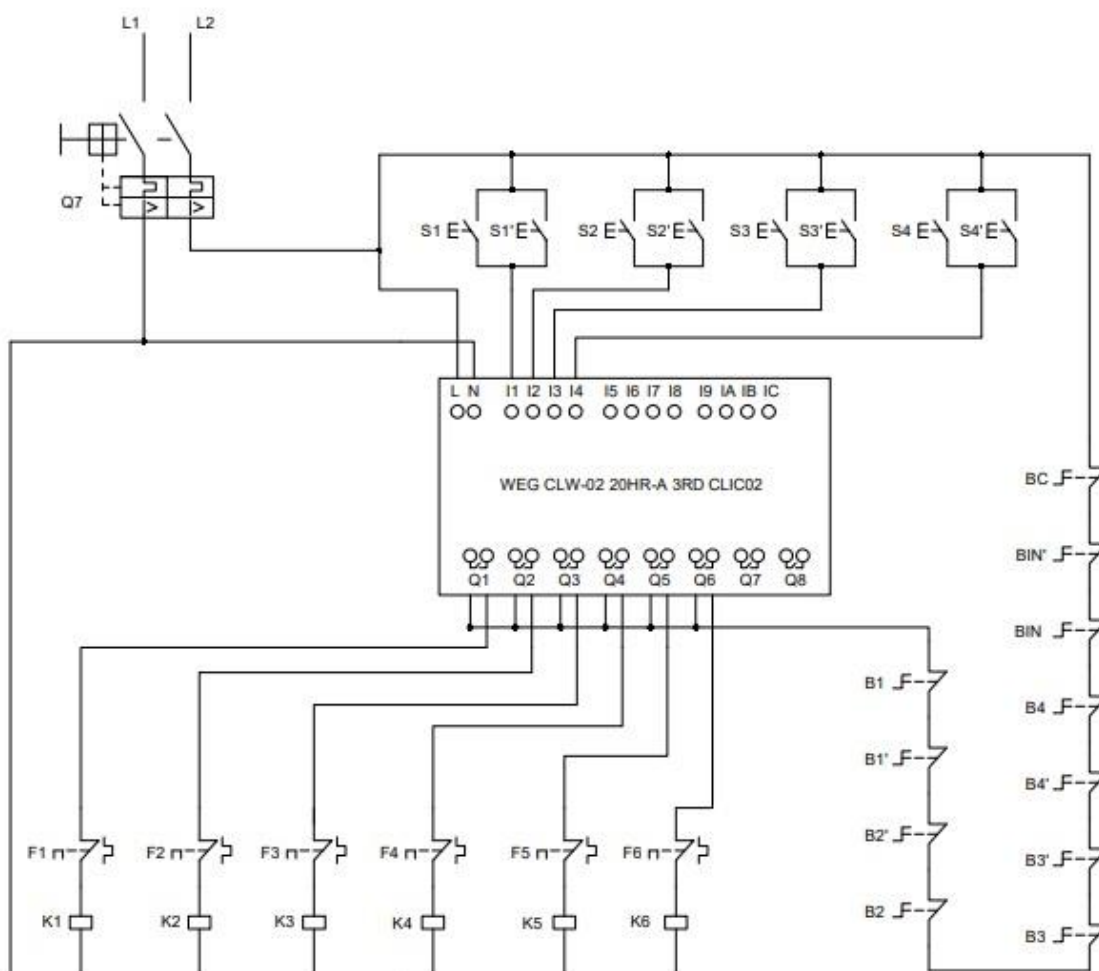


Figura 5.37: Circuito de Comando.

Tabela 5.17: Componentes do circuito de comando e seus quantitativos e símbolos.

Componente	Quant.	Símbolo
Mini Disjuntor Bipolar WEG MDW-C2-2 2A CURVA C 5KA	1	Q
Controlador Lógico Programável WEG CLW-02 20HR-A 3RD CLIC02	1	
Botão Emergência WEG CSW-BESP-01000000-3VF Trava puxa solta 22mm	11	B
Botão Pulsador Verde WEG CEW-BFM2 1NA	8	S

A Figura (5.40) apresenta as imagens dos componentes selecionados.

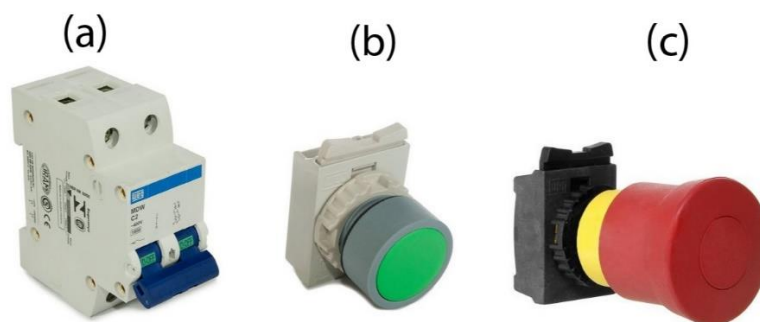


Figura 5.38: a) Disjuntor bipolar; b) Botoeira de acionamento; c) Botoeira de emergência (VIEWTECH, 2019).

### 5.3.3 Circuito de potência

O circuito de potência contará com disjuntores tripolares, contatores e relés térmicos. Os motores e demais componentes das zonas P1, P2, P3, P4, IN e C, nessa ordem, serão numerados de 1 a 6. A Figura (5.41) apresenta o diagrama do circuito e a Tab. (5.16) apresenta seus componentes.

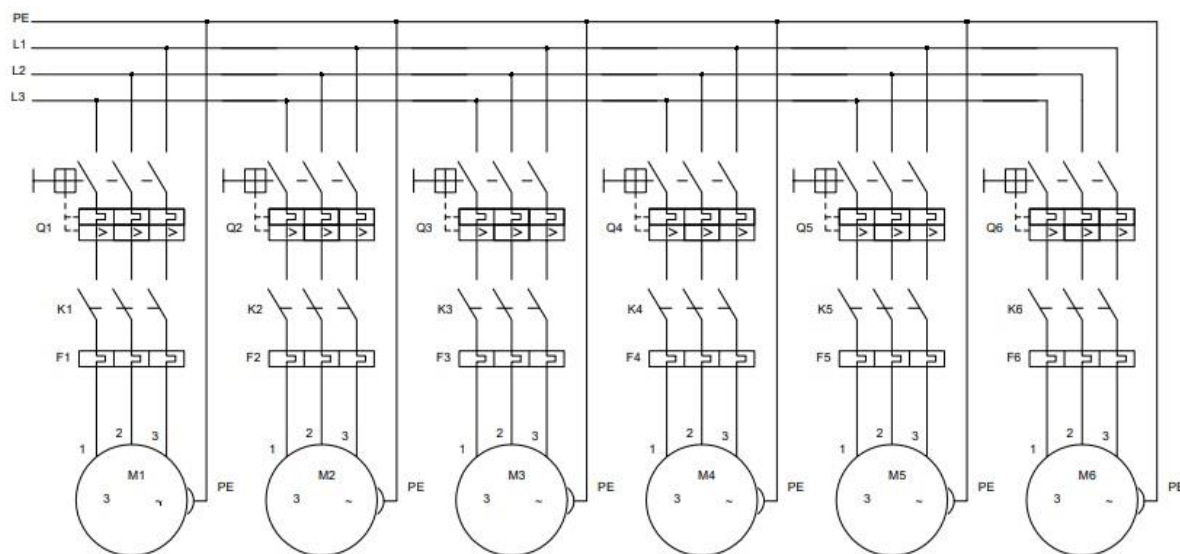


Figura 5.39: Circuito de potência.

Tabela 5.18: Componentes do circuito de potência e seus quantitativos e símbolos.

Componente	Quant.	Símbolo
Mini Disjuntor Tripolar WEG MDW-C6-3 6A CURVA C 5KA	6	Q
Mini Contator WEG Tripolar CWC025 22A 220VCA	6	K
Relé Térmico Sobrecarga WEG RW17-1D3-D012 0,8 A - 1,2 A	6	F

A Figura (5.42) apresenta as imagens dos componentes do circuito de potência.

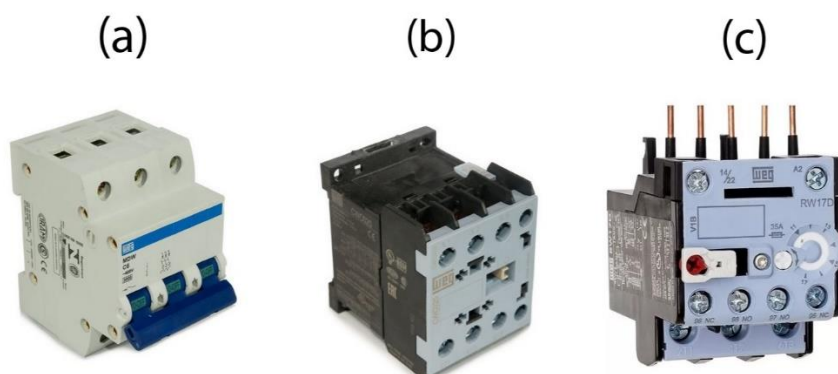


Figura 5.40: a) Disjuntor tripolar; b) Contator; c) Relé térmico (VIEWTECH, 2019).

## 5.4 PESAGEM

Conforme definido no Projeto Conceitual, a pesagem será feita por uma balança de bancada disponível no mercado. Para a movimentação das cargas, uma pequena estrutura com roletes livres será



projetada na Seção 5.5, com as dimensões definidas para o segmento de pesagem, para ser montada em cima da balança.

Desse modo, foi selecionada a balança de bancada Toledo 2098 com capacidade máxima de 300 kg e indicação remota, apresentada pela Fig. (5.43). A Tabela (5.17) apresenta seus dados técnicos.



Figura 5.41: Balança de bancada Toledo 2098 300 kg (TOLEDO, 2019).

Tabela 5.19: Especificações da balança de bancada Toledo 2098 300 kg (TOLEDO, 2019).

Balança de bancada Toledo 2098 300 Kg	
Capacidade de carga	300 kg
Divisões	50 g
Tensão de entrada	93,5 - 264 V CA
Frequência	60 Hz
Classe de exatidão	III
Grau de proteção	IP40
Largura	500 mm
Profundidade	500 mm
Altura	120 mm

O dispositivo indicador permite transferir dados a computadores e a impressoras, o que é fundamental para este projeto, uma vez que se pode alimentar o *software* de produção da indústria automaticamente. A programação do sistema de transferência dos dados não faz parte do escopo deste trabalho.

## 5.5 ESTRUTURA

Com todos os componentes selecionados e dimensionados, projeta-se a estrutura do transportador. Ela é integralmente constituída de perfis metálicos disponíveis no mercado. Neles, são feitos os cortes, soldagens e furações necessárias. As uniões são feitas por parafusos e porcas.

A uniformidade de peças no projeto é sempre pretendida. Assim, uma nova peça é dimensionada somente se o uso de uma já existente for impossível.



Após o dimensionamento das partes da estrutura de cada segmento, é feita uma análise de tensões pelo Método dos Elementos Finitos no programa *Solidworks*, somente nas partes mais requisitadas. Para isso, excetua-se o segmento de pesagem, pois nele os espaços entre pontos de apoios são bastante inferiores aos demais segmentos.

### 5.5.1 Estrutura do segmento principal

A estrutura do segmento principal é constituída de dois perfis UDC 6"x2" de 3,00 mm de espessura devidamente furados e cortados para o suporte dos roletes. O perfil em U garante um bom momento de inércia de área e isola a corrente de rolos que passa tangencialmente nas laterais dos roletes, impedindo acidentes.

Como a parte tracionada da corrente deve ser a mais curta possível, o motor é localizado na parte final do segmento (onde as cargas passam por último). Nesse local, segmentos de perfil UDC 3"x1,5" de 4,75 mm de espessura suportam o sistema de acionamento. Esse perfil também é utilizado para a construção das pernas e suporte das laterais do transportador.

Uma caixa própria para painéis elétricos, disponível no mercado, é fixada próximo ao motor. Ela conterá os dispositivos do circuito de potência. Em um dos segmentos, a caixa conterá também os dispositivos do circuito de controle.

Por fim, *cases* contendo os botões de controle serão fixados nas duas laterais de cada unidade do segmento principal.

A Figura (5.44) apresenta a montagem final do segmento principal.

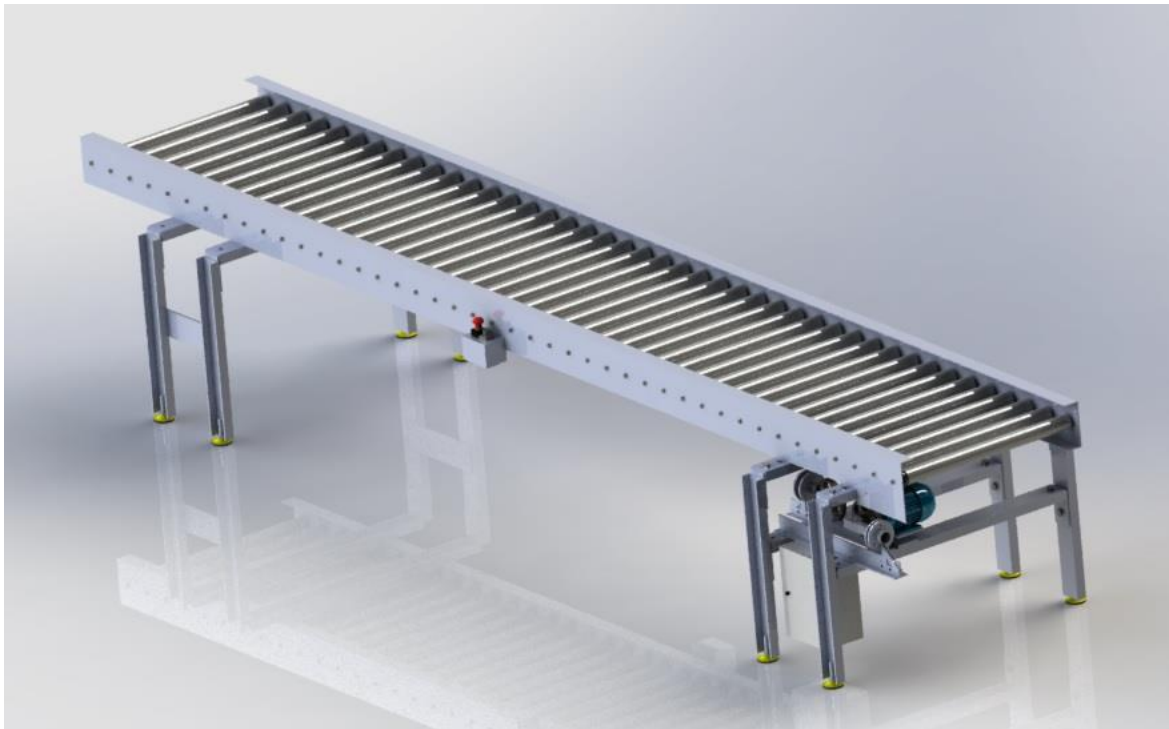


Figura 5.42: Segmento principal.

A lateral que contém as adaptações para a passagem da corrente foi submetida a uma análise de tensões. Foi considerado um fator de serviço 3, ou seja, que três vezes o peso máximo de uma bobina seja colocado no centro da distância entre os suportes. Além disso, apenas uma das laterais foi submetida a toda a carga. O resultado é apresentado pela Fig. (5.45).

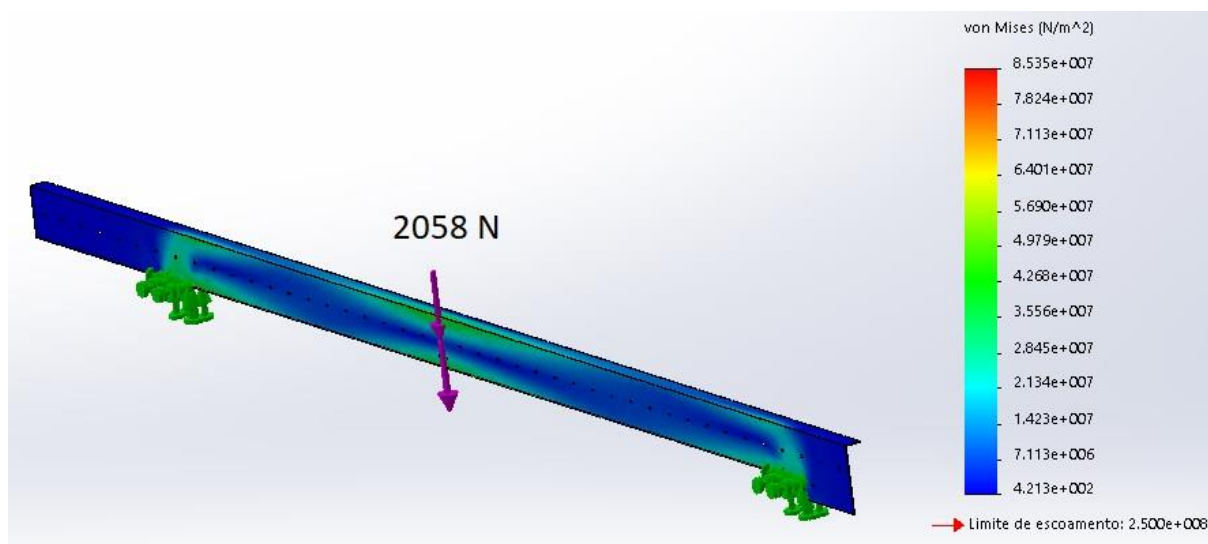


Figura 5.43: Resultado da análise de tensões para a lateral do segmento P.

Com a tensão de von Mises máxima de  $\sigma_v = 85,4$  MPa, obtém-se o fator de segurança para o escoamento da lateral do segmento P igual a **FS<sub>LP</sub> = 2,9**. Esse valor é satisfatório para essa aplicação.

## 5.5.2 Estrutura do segmento inclinado

Um dos requisitos para este projeto foi que o segmento inclinado pudesse ser rotacionado de forma semelhante a uma cancela para permitir passagens eventuais na indústria.

Para isso, são construídos pontos de articulação na extremidade da estrutura, a partir do uso de rolamentos. Na outra extremidade, vigas se apoiam em batentes quando em sua posição normal. Essas mesmas vigas contêm alças para a rotação manual da estrutura.

As laterais e pernas são feitos a partir dos mesmos perfis utilizados no segmento P.

Como esse não é um segmento onde funcionários irão acionar manualmente, há apenas botões de emergência.

A montagem final de todas as partes do transportador mostrou ser necessário o acréscimo de mais dois roletes no segmento inclinado, para o correto alinhamento com a curva. Isso é feito a partir de peças adicionais para o suporte desses dois roletes.

Como a estrutura é articulada, não é possível utilizar pés niveladores. Em vez disso, as pernas deverão ser parafusadas no piso, constituindo um engaste.

A Figura (5.46) apresenta a montagem final do segmento inclinado.

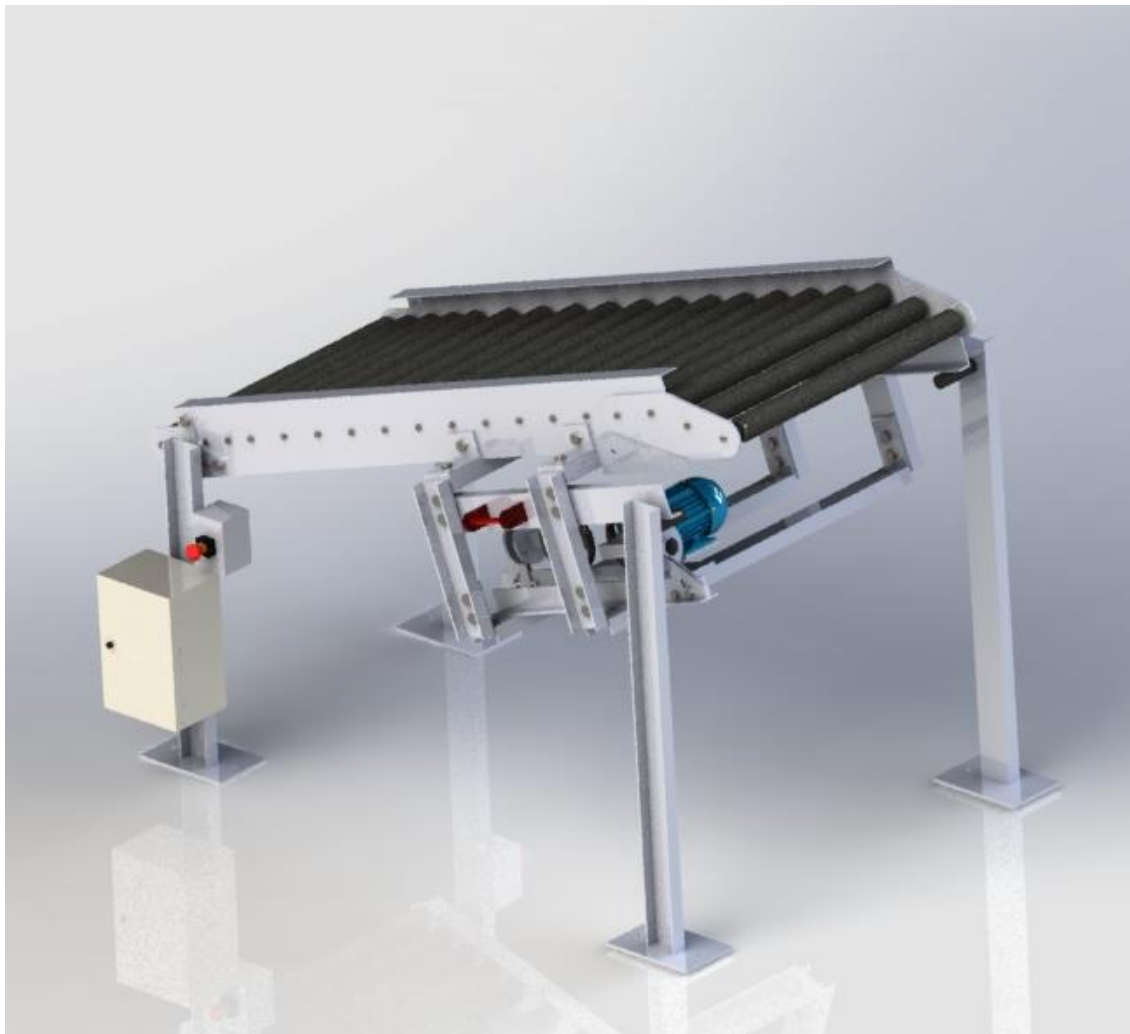


Figura 5.44: Segmento inclinado.

Assim como a lateral do segmento P, a lateral do segmento IN foi submetida a uma análise de tensões, com um fator de serviço 3 e considerando toda a carga localizada no centro entre os suportes e apenas uma das laterais sustentando toda a carga. O resultado está apresentado na Fig. (5.47).

Figura 5.45: Resultado da análise de tensões da lateral do segmento IN.

Com a tensão de von Mises máxima de  $\sigma_v = 32,7$  MPa, obtém-se o fator de segurança para o escoamento da lateral do segmento IN igual a  $FS_{LIN} = 7,6$ . Esse valor é satisfatório para essa aplicação.

### 5.5.3 Estrutura do segmento de curva

A curva se localizará na divisa entre os dois repartimentos de níveis diferentes. Suas laterais são feitas do mesmo perfil utilizado nas laterais dos segmentos já mencionados. A Figura (5.48) apresenta a montagem final da curva.



Figura 5.46: Segmento de curva.

A partir das mesmas considerações já mencionadas, as laterais da curva são submetidas a uma análise de tensões. Os resultado da análise da lateral interior está apresentada na Fig. (5.49) e da lateral exterior está apresentada na Fig. (5.50).

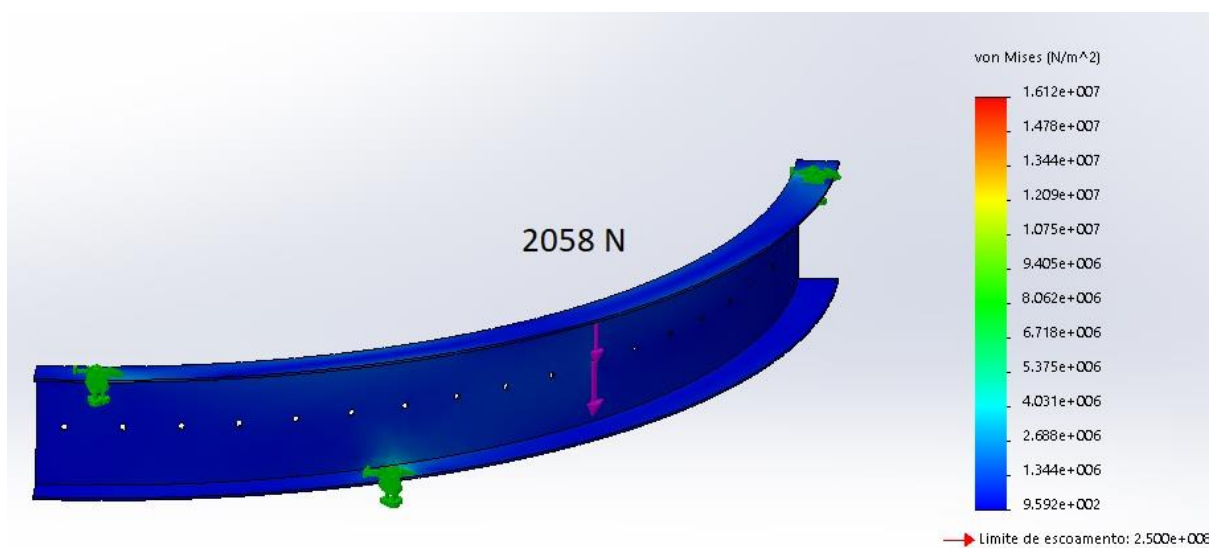


Figura 5.47: Resultado da análise de tensões da lateral interior da curva.

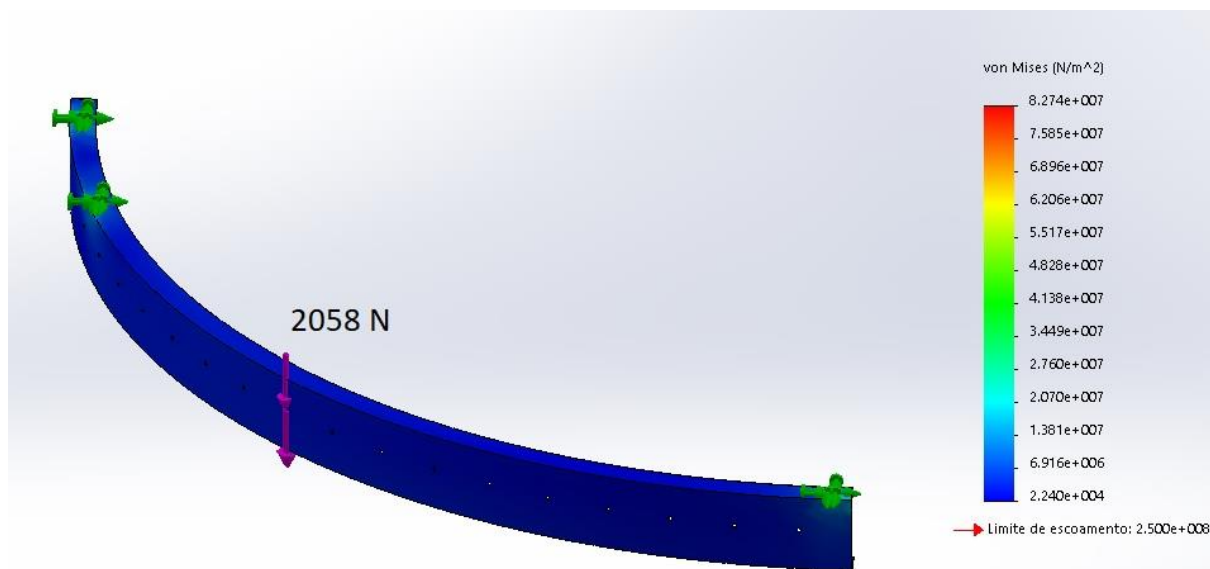


Figura 5.48: Resultado da análise de tensões da lateral exterior da curva.

Para a lateral interior, a tensão de von Mises máxima de  $\sigma_v = 16,2$  MPa resulta em um fator de segurança para o escoamento de **FS<sub>LCin</sub> = 15,4**. Para a lateral exterior, com a tensão de von Mises máxima de  $\sigma_v = 82,7$  MPa, obtém-se **FS<sub>LCext</sub> = 3,0**. Ambos os resultados são satisfatórios para a aplicação.

#### 5.5.4 Estrutura do segmento de pesagem

O segmento de pesagem é constituído de roletes livres. Assim, é possível utilizar um perfil tipo cantoneira, mais simples, uma vez que não há corrente para isolar.

Nesta estrutura, utiliza-se uma chapa para formar uma mesa que sustenta a balança. Os roletes são fixados em uma estrutura com uma chapa que é montada em cima da balança. Para evitar o deslizamento, entre essa chapa e a balança há uma placa de borracha.

A Figura (5.51) apresenta a montagem final do segmento de pesagem.

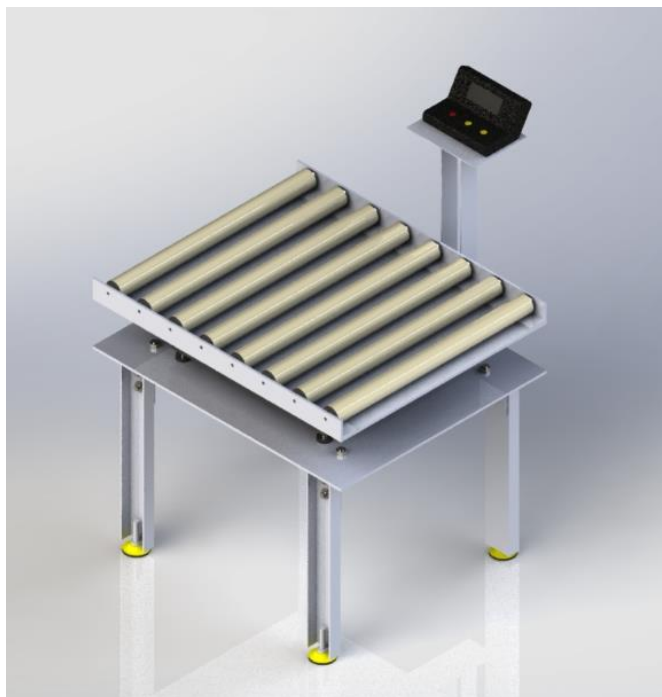


Figura 5.49: Segmento de pesagem.

### 5.5.5 Estrutura do segmento de manuseio

Para sustentar os roletes livres, será utilizado o perfil Cantoneira 2" x 1/4" Astm-a36. Além disso, três conjuntos de apoios idênticos são utilizados. A Figura (5.52) apresenta a montagem final do segmento de manuseio.

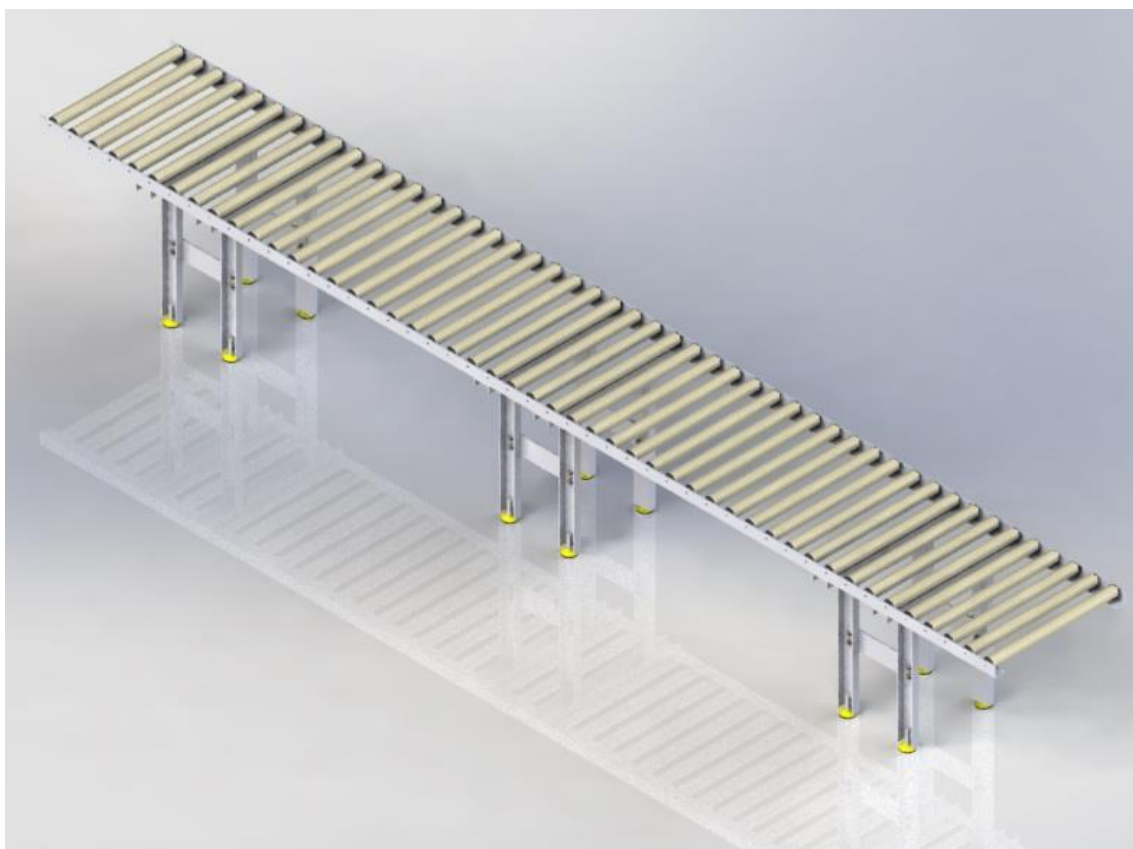


Figura 5.50: Segmento de manuseio.

Esse segmento serve para o manuseio e acumulação das bobinas. Portanto, deve-se considerar não apenas algumas bobinas no segmento, mas ele completamente carregado. Dessa forma foi feita a análise de tensões, apresentada pela Fig. (5.53).

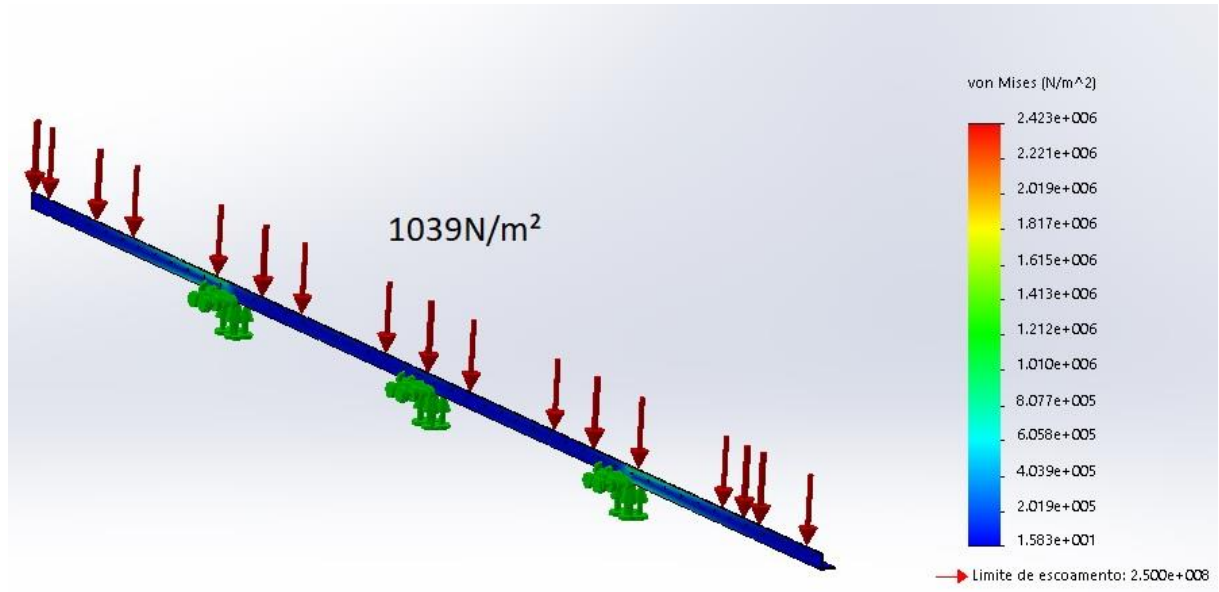


Figura 5.51: Resultado da análise de tensões para o segmento M.

Com a tensão de von Mises máxima de  $\sigma_v = 2,4$  MPa, obtém-se o fator de segurança para o escoamento da lateral do segmento M igual a  $FS_{LM} = 104$ ; valor satisfatório para essa aplicação.



## 6 ANÁLISE DE CUSTOS

### 6.1 ORÇAMENTO

O orçamento foi feito a partir de pesquisas de preço via internet e telefone.

O custo da fabricação das peças foi estimado a partir do valor de hora de usinagem e do tempo de usinagem total das peças do projeto, o qual, por sua vez, foi estimado a partir de ferramentas próprias no programa *Solidworks*.

A Tabela (6.1) apresenta os componentes, quantitativos, vendedores e orçamento total do projeto.

Tabela 6.1: Componentes, quantitativos, vendedores e orçamento total do projeto.

	Componente	Preço unit.	Unidade	Quant.	Vendedor	Preço total
Roletes	Rolete 3,5H4.JAA.N90-650	R\$37,82	un.	172	Interroll	R\$6.505,04
	Rolete 3,5H4.JAA.N90-650 revestido (2mm)	R\$49,53	un.	20	Interroll	R\$990,60
	Rolete 3.5XQ.HE6.N91	R\$77,12	un.	20	Interroll	R\$1.542,40
	Rolete 1.1EE.JAA.LAE-650	R\$21,55	un.	56	Interroll	R\$1.206,80
Motores	Motor WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 63 3F 220/380 V 60 Hz	R\$451,00	un.	6	RRmotores	R\$2.706,00
Elétricos e eletrônicos	Balança de Bancada Toledo 2098 300Kg Serial	R\$2.321,00	un.	1	Zip Automação	R\$2.321,00
	CLP WEG CLW-02 20HR-A 3RD CLIC02	R\$1.287,00	un.	1	Viewtech	R\$1.287,00
	Mini Disjuntor Bipolar WEG MDW-C2-2 2A CURVA C 5KA	R\$31,00	un.	1	Viewtech	R\$31,00
	Botão Emergência WEG CSW-BESP-01000000-3VF	R\$47,00	un.	11	Viewtech	R\$517,00
	Botão Pulsado Verde WEG CEW-BFM2 1NA	R\$24,00	un.	8	Viewtech	R\$192,00
	Mini Disjuntor Tripolar WEG MDW-C6-3 6A CURVA C 5KA	R\$39,00	un.	6	Viewtech	R\$234,00
	Mini Contator WEG Tripolar CWC025 22A 220VCA	R\$87,00	un.	6	Viewtech	R\$522,00
	Relé Térmico Sobrecarga WEG RW17-1D3-D012 0,8 A - 1,2 A	R\$74,00	un.	6	Lujetec	R\$444,00
Rolamentos	CAIXA MONTAGEM QUADRO COMANDO 30X20X15	R\$78,00	un.	6	Viewtech	R\$468,00
	Rolamento W 61902-2Z	R\$68,42	un.	24	Canal da Peça	R\$1.642,08
Componentes de fixação	Rolamento W 619/8-2Z	R\$48,40	un.	10	Canal da Peça	R\$484,00
	Pé nivelador Kipp K0742.006514X50	R\$25,00	un.	54	Mercado Livre	R\$1.350,00
	Parafuso sextavado rosca inteira M14x30	R\$1,44	un.	314	CCP	R\$452,16
	Porca sextavada M14	R\$0,72	un.	314	Lima	R\$226,08
	Placa de borracha 10 mm	R\$60,87	un.	0,25	Prorubber	R\$15,22
	Parafuso sextavado rosca inteira M10x30	R\$1,26	un.	24	CCP	R\$30,24
	Porca sextavada M10	R\$0,29	un.	24	CCP	R\$6,96
	Parafuso sextavado rosca inteira M5x40	R\$0,15	un.	32	CCP	R\$4,80
Estrutura	Porca sextavada M5	R\$0,10	un.	32	CCP	R\$3,20
	Parafuso sextavado rosca inteira M8x15	R\$0,41	un.	534	Wurth	R\$218,94
	Udc 6 Polegadas X 2 Polegadas X 3.00mm	R\$28,66	m	39,4	Aladim Metais	R\$1.129,20
	chapa de aço 8,00 fina quente	R\$326,34	m²	2,7	Aladim Metais	R\$881,12
	tubo retangular 30x20 2.00 fina frio	R\$5,87	m	1,9	Aladim Metais	R\$11,15
	tubo NBR 5580 42,4x2,65	R\$28,74	m	0,48	Aladim Metais	R\$13,80
	Tee 2 X 3/16	R\$23,90	m	6,75	Aladim Metais	R\$161,33
	Udc 3 Polegadas X 1.1/2 Polegadas X 4.75mm	R\$17,45	m	67	Aladim Metais	R\$1.169,15
Componentes de acionamento	chapa de aço 2,65 fina quente	R\$127,22	m²	0,0653	Aladim Metais	R\$8,31
	Cantoneira 2 X 1/4 Astm-a36	R\$21,33	m	11,2	Aladim Metais	R\$238,90
	Corrente de rolos 40-1	R\$25,00	m	47,5	Artranstec	R\$1.187,50
	Correia TFL-3SH 10 mm	R\$28,44	m	8,98	Melting	R\$255,39
	Roda dentada 40-1 11 dentes	R\$19,70	un.	10	Loja Brafer	R\$197,00
Fabricação	Roda dentada 40-1 14 dentes	R\$26,77	un.	1	Loja Brafer	R\$26,77
	Aço 1020	R\$53.313,64	m³	0,000798	Aladim Metais	R\$42,54
	Usinagem das peças	R\$100,00	h	46	Usimontec	R\$4.600,00
Total						R\$33.322,67



A Figura (6.1) apresenta um gráfico da contribuição de cada tipo de componente no orçamento. Observa-se que o custo dos roletes, componente principal do projeto, corresponde a aproximadamente um terço do custo total do transportador.

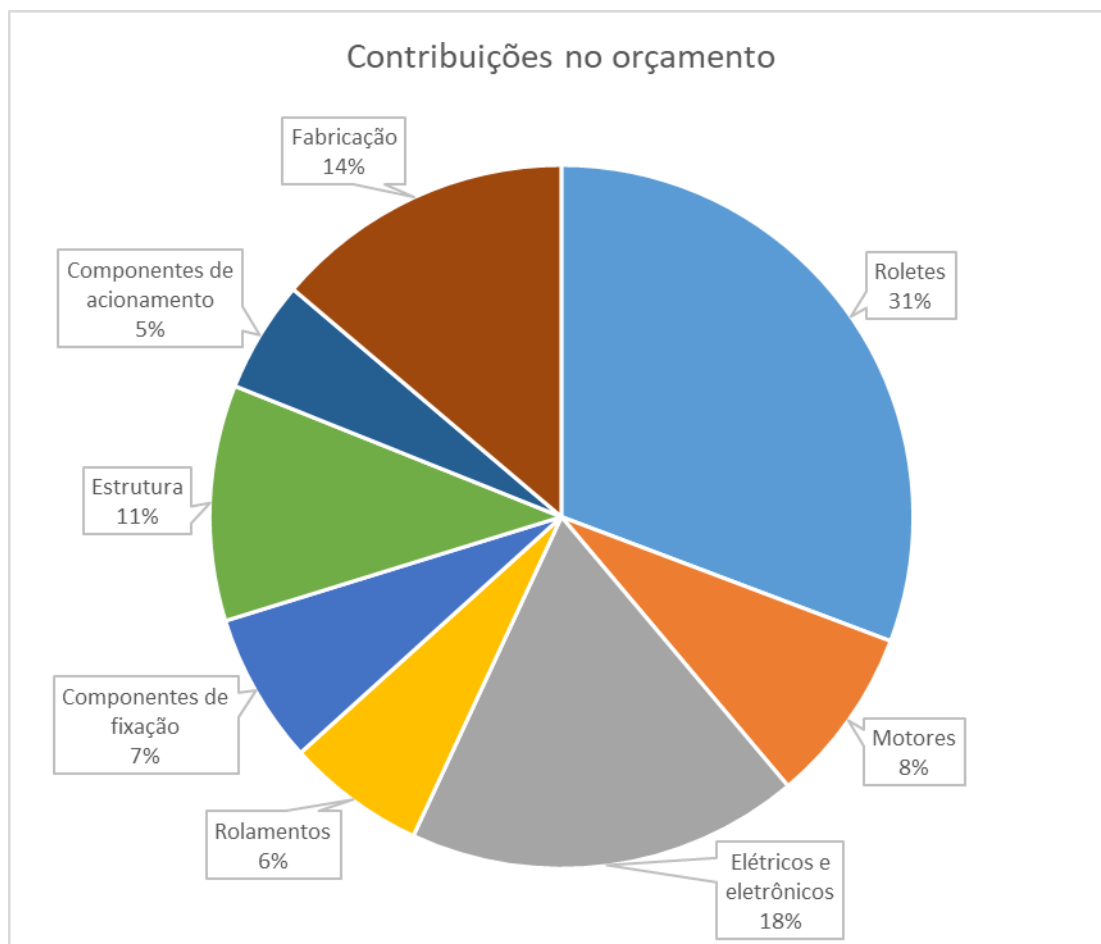


Figura 6.1: Gráfico da contribuição de cada tipo de componente no orçamento.

## 6.2 ANÁLISE DE INVESTIMENTO

Conforme explicado na Introdução, este projeto tem dois objetivos: a reorganização do espaço industrial e a redução do trabalho manual.

A reorganização do espaço resulta em um aumento do bem-estar e segurança dos funcionários, fatores que não são possíveis de serem analisados financeiramente. Pode-se citar como comparação, por exemplo, uma empresa que faz uma nova pintura nos repartimentos ou instala uma mesa de sinuca para os funcionários. Esses também são investimentos muito difíceis de serem analisados quantitativamente.

A redução do trabalho manual pode ser analisada em termos financeiros ao reduzir o número de funcionários dedicados ao setor, os quais poderão ser remanejados a outros setores ou atividades da fábrica. Esse benefício é igual ao salário desses funcionários, mesmo que eles não sejam necessariamente demitidos, pois outros setores ou atividades receberão a mão-de-obra.

A Tabela (6.2) apresenta o quantitativo dos funcionários dedicados as atividades de refilo, transporte, pesagem e empacotamento; antes e depois da instalação do transportador. Os valores de “antes” são baseados na rotina atual da indústria, que não utiliza todas as máquinas de refilo em situação normal. Após a instalação, não haverá necessidade de transporte manual das bobinas e a pesagem será facilitada de tal modo que bastará uma pessoa para realizá-la.

Tabela 6.2: Quantitativo de funcionários dedicados a cada atividade antes e depois da instalação do transportador.

Atividade	Antes			Depois		
	manhã	tarde	noite	manhã	tarde	noite
Refilo	8	8	4	8	8	4
Transporte	2	2	1	0	0	0
Pesagem	2	2	1	1	1	1
Empacotamento	0	0	0	2	2	1
Total	30			28		
Redução						2

Para analisar a atratividade deste investimento, será calculada a Taxa Interna de Retorno (TIR); a qual representa a rentabilidade de um projeto de investimento. Se ela for maior que a taxa mínima de atratividade escolhida pela empresa, o projeto é economicamente atrativo (PUCCINI, 2011). Ela é a obtida igualando-se o Valor Presente Líquido (VPL) do projeto a zero, conforme a Eq. (39).

$$FC_0 + \frac{FC_1}{1+i} + \frac{FC_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FC_k}{(1+i)^k} = \sum_{k=1}^n \frac{FC_k}{(1+i)^k} = 0 \quad (39)$$

onde  $FC_k$  é o fluxo de caixa no período  $k$  e  $i$  é a TIR. O valor de  $FC_0$  é o custo do projeto.

É necessário calcular, portanto, a estimativa do fluxo de caixa mensal obtido pela implementação deste projeto. Considerando o salário de R\$1.534,32; o benefício mensal resulta em R\$3.068,64.

Já as despesas constituem-se principalmente da energia elétrica consumida. Assim como em diversos cálculos deste projeto, considera-se que o transportador tenha um tempo médio de funcionamento contínuo de 16 horas por dia. Desse modo, com os 6 motores de 120 W cada, utiliza-se 345,6 kWh/mês. Com a tarifa de R\$0,565/kWh; a despesa mensal com a energia resulta em R\$195,26.

Desse modo, o fluxo de caixa mensal resulta em R\$2.873,38.

Considerando um período de uso de 120 meses (10 anos), a Taxa Interna de Retorno resulta em **TIR = 8,6% a.m.**; um valor bastante atrativo, visto que poucos investimentos possuem tal taxa de retorno.

## 7 CONCLUSÃO

Os objetivos específicos deste projeto foram a reorganização do espaço industrial e a redução do trabalho manual. Após a conclusão do projeto e de sua análise de custos, conclui-se que esses objetivos foram alcançados.

A reorganização do espaço resulta em um novo *layout* industrial que divide fisicamente os processos de refilo e empacotamento. Essa separação permite, para cada processo, mais agilidade no abastecimento de insumos e melhor controle de qualidade do respectivo produto.

Além disso, há desocupação do espaço físico do refilo. A área ocupada por máquinas, mesas de empacotar e outros objetos no local onde é feito atualmente o processo de refilo e empacotamento é de aproximadamente 106 m<sup>2</sup>. Com o novo *layout*, onde está o transportador mas não há mesas de empacotar e *pallets*, a ocupação se torna aproximadamente 91 m<sup>2</sup>, uma redução de 14%.

Os resultados da alteração do *layout* industrial, com divisões mais claras e com o espaço menos ocupado, propicia um aumento do bem-estar dos funcionários do setor. Pode também propiciar um aumento de produtividade por causa do aumento da agilidade do abastecimento de insumos, embora seja muito difícil de ser quantificada.

A redução do trabalho manual possibilita que menos funcionários sejam dedicados ao setor de refilo, pesagem e empacotamento. A partir da contagem do número de trabalhadores necessários no setor antes e depois, obtém-se a redução de dois trabalhadores. Ao serem realocados a outras atividades, a empresa é beneficiada com o custo desses dois funcionários, pois eles produzirão em outros setores.

Em termos numéricos, o retorno financeiro do projeto é estimado em 8,6% ao mês, considerando o custo de dois funcionários igual a R\$3068,64 por mês, o custo de funcionamento do transportador igual a R\$195,26 por mês e o custo total da implantação do projeto igual a R\$33.322,67. Essa taxa é bastante atrativa quando comparada a taxas comuns de retorno de investimentos.

Portanto, o projeto alcança os objetivos propostos beneficiando a empresa financeiramente e os funcionários em suas atividades do dia a dia.

A Figura (7.1) apresenta a imagem da montagem final do transportador de roletes.

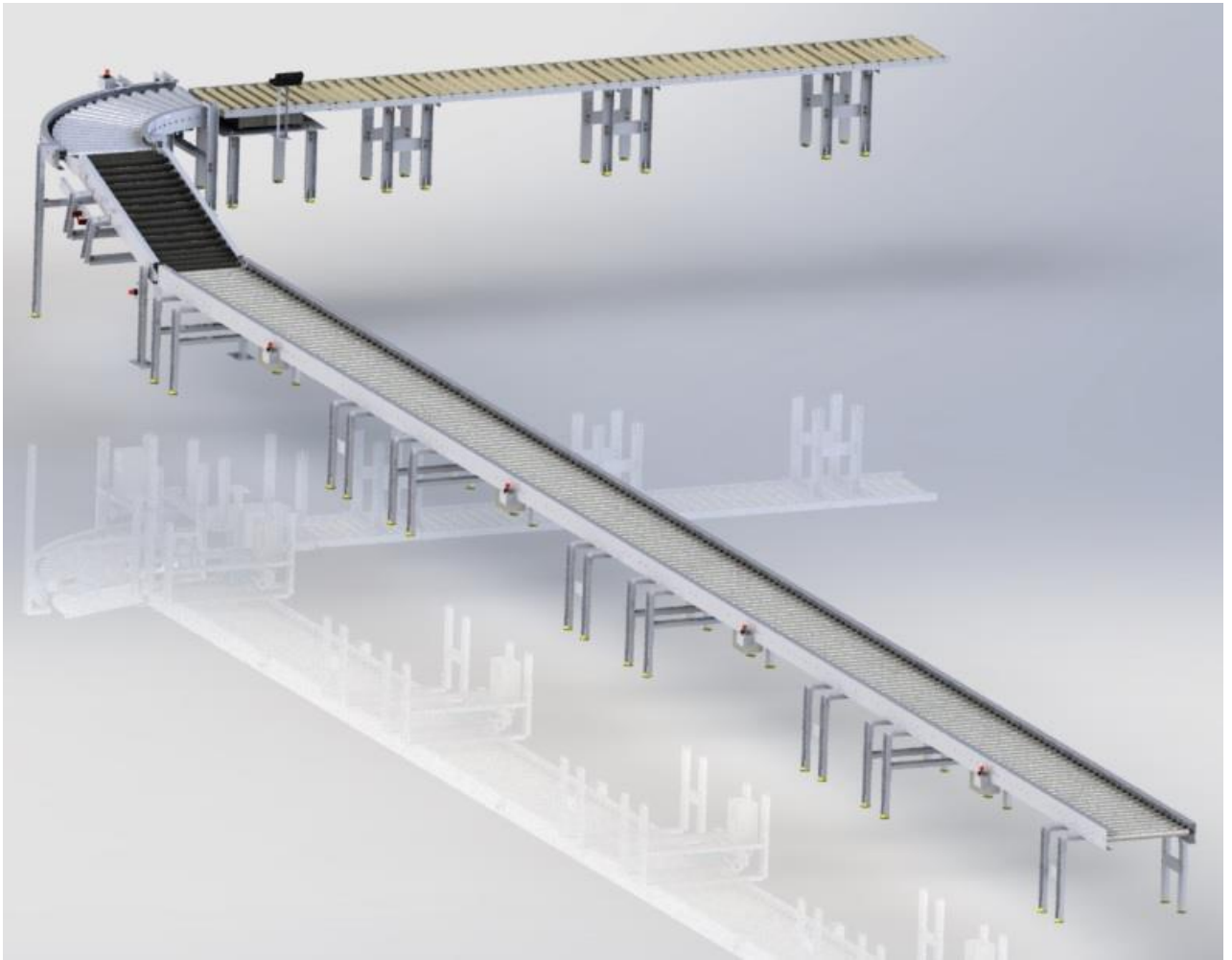


Figura 7.1: Montagem completa do transportador de roletes.

# REFERÊNCIAS

- ACCI. Transportador aéreo de corrente, 2015. Disponível em:  
<<http://www.acciindustrial.com.br/transportador-aereo-corrente>>. Acesso em: 28 de maio de 2018.  
>. Acesso em: 28 maio 2018.
- ANSI/CEMA. **Standard NO.404-2003**: chain driven live roller conveyors. Florida: Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2003.
- BANZATO, E. Integrando layout com movimentação de materiais. **guialog**, 2001. Disponível em:  
<<http://www.guialog.com.br/ARTIGO217.htm>>. Acesso em: 14 fev. 2019.
- BRASIL, MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. NR 23 - Proteção contra incêndios. **Ministério do Trabalho**, Brasília, 2019. Disponível em:  
<<http://trabalho.gov.br/images/Documentos/SST/NR/NR23.pdf>>. Acesso em: 14 fev. 2019.
- CANADIAN CENTRE FOR OCCUPATIONAL HEALTH AND SAFETY. Conveyors - Ergonomics, 2014. Disponível em: <[https://www.ccohs.ca/Oshanswers/ergonomics/conveyor\\_ergonomics.html](https://www.ccohs.ca/Oshanswers/ergonomics/conveyor_ergonomics.html)>. Acesso em: 10 mar. 2019.
- CENTRAL CONVEYORS LTD, 2018. Disponível em: <<https://www.central-conveyors.co.uk/conveyors/plastic-modular-conveyors/>>. Acesso em: 2 junho 2018.
- CERELLO. Catálogo de Produtos, São Paulo, 2010. Disponível em:  
<<http://cerello.ind.br/informacoes/CatalogoCRL-2010.pdf>>. Acesso em: 23 maio 2019.
- CONVEYOR BELT TO ENERGY SAVINGS. **Environmental Defense Fund**, 2015. Disponível em:  
<[http://business.edf.org/files/2015/04/adidas\\_casestudy\\_final.pdf](http://business.edf.org/files/2015/04/adidas_casestudy_final.pdf)>. Acesso em: 22 maio 2018.
- CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION. **Cemanet**, 2019. Disponível em:  
<<http://www.cemanet.org/>>. Acesso em: 2018.
- CONVEYOR INTEGRATION INC. Conveyor Integration Inc , 2014. Disponível em:  
<<http://www.conveyorintegration.com/products-pricing.php>>. Acesso em: 4 junho 2018.
- DOCA, T. C. **Aula 5: Máquinas Transportadoras**. [S.l.]: [s.n.], 2017.
- DYNO. Tabletop Chain Conveyor, 2015. Disponível em: <<https://dyno.co.nz/products/slat-chain-conveyors/tabletop-chain-conveyor/>>. Acesso em: 5 junho 2018.
- ENGINEERSHANDBOOK. Coefficient of Friction. **engineershandbook**, 2006. Disponível em:  
<<http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>>. Acesso em: 05 abr. 2019.
- EXCESSEQUIP. **Excessequip**, 2018. Disponível em:  
<<http://www.excessequip.com/Conveyor/Powered/Roller/belt-driven/flat-belt/18-quot-w-x-42l-bdlr-belt-driven-live-roller-conveyor-gen>>. Acesso em: 10 junho 2018.
- FLEXLINK. Modular plastic belt conveyor WK, 2018. Disponível em:  
<[https://www.flexlink.com/zcms/zpublish/45/uploads//45/tech\\_lib/14266786876996708507\\_WK.pdf](https://www.flexlink.com/zcms/zpublish/45/uploads//45/tech_lib/14266786876996708507_WK.pdf)>. Acesso em: 17 junho 2018.
- HABASIT. Power Transmission Belts Engineering Guide, 2019. Disponível em:  
<<http://www.habasit.com/en/getToolDownloadFile.htm?DocId=7973&language=2>>. Acesso em: 30 maio 2019.

INDIAMART. **Indiamart**, 2018. Disponível em: <<https://www.indiamart.com/proddetail/gravity-roller-conveyor-non-powered-11437639733.html>>. Acesso em: 10 junho 2018.

INDUSCOR. Corrente transportadora, 2018. Disponível em: <<http://www.induscor.ind.br/corrente-transportadora.html>>. Acesso em: 23 maio 2018.

INSTITUTO NACIONAL DE TECNOLOGIA. **Pesquisa antropométrica e biomecânica dos operários da indústria de transformação**. Rio de Janeiro: [s.n.], 1988.

INTERROLL. **Catálogo**, 2011. Disponível em: <[https://www.interroll.com.br/fileadmin/user\\_upload/AMERICAS/BRAZIL/catalogo\\_novo.pdf](https://www.interroll.com.br/fileadmin/user_upload/AMERICAS/BRAZIL/catalogo_novo.pdf)>. Acesso em: 28 mar. 2019.

MARTIN GREGORY CONVEYOR AND ENGINEERING COMPANY, 2016. Disponível em: <<http://www.martingregoryconveyor.com/>>. Acesso em: 4 junho 2018.

MATERIAL HANDLING EQUIPMENT. Overhead chain conveyor, 2008. Disponível em: <<http://mhedcm.blogspot.com.br/2008/01/overhead-chain-conveyor.html>>. Acesso em: 28 maio 2018.

MCGUIRE, P. M. **Conveyors: application, selection, and integration**. Nova Iorque: CRC Press, 2010.

MINISTÉRIO DO TRABALHO. **Norma Regulamentadora 12: segurança no trabalho em máquinas e equipamentos**. Portaria N.º 3.214, 08 de junho de 1978. [S.l.]: [s.n.], 1978.

MONDOL, S. S. Gravity Roller Conveyor Design. **Research Gate**, Anandapur, 22 Maio 2017.

MOVIMENTO PLÁSTICO TRANSFORMA. INOVAÇÕES DO PLÁSTICO NA ALIMENTAÇÃO. **Plástico Transforma**, 2018. Disponível em: <<http://www.plasticotransforma.com.br/a-vida-antes-e-depois-do-plastico-alimentacao>>. Acesso em: 12 fev. 2019.

MUMBA, E. Miningnewszambia, 2015. Disponível em: <<http://www.miningnewszambia.com/kenmare-works-to-restore-moma-mine-power-after-floods-in-mozambique/>>. Acesso em: 5 junho 2015.

MUNDO DA ELÉTRICA. Controlador Lógico Programável CLP. **Mundo da Elétrica**, 2019. Disponível em: <<https://www.mundodaeletrica.com.br/controlador-logico-programavel-clp/>>. Acesso em: 08 abr. 2019.

NEWSHAWKTIME. Newshawktime, 2015. Disponível em: <<http://newshawktime.com/pallet-conveyor-market-growth-analysis-by-manufacturers-regions-type-and-application-forecast-analysis-to-2022/>>. Acesso em: 2 junho 2018.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. 4ª. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PUCCINI, E. C. **Matemática Financeira e Análise de Investimentos**. Florianópolis: [s.n.], 2011.

SEJAHTERA. Mitra Mandiri Sejahtera, 2018. Disponível em: <<http://mitramandirisejahtera.com/pabrik-penjualanpembuatan-roller-gravity-conveyor/>>. Acesso em: 10 junho 2018.

SHACKELFORD, J. F.; ALEXANDER, W. **Materials Science and Engineering Handbook**. 3ª. ed. Boca Raton: CRC Press, 2001.

SHIGLEY, J. E. **Projeto de engenharia mecânica**. 7ª. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

THOMAS&MULLER. Belt Conveyors. **Thomas & Muller Systems Ltd**, 2015. Disponível em: <<http://www.thomasandmuller.com/products/belt-conveyors/>>. Acesso em: 22 maio 2018.

TOLEDO. **Toledo do Brasil**, 2019. Disponível em: <<https://www.toledobrasil.com.br/balanca/balancas-de-bancada/2098-2098c>>. Acesso em: 01 abril 2019.

TRANSPLAT. Bobinas. **Transplat**, 2018. Disponível em: <[http://www.transplast.com.br/produto\(bobina\).php#.WtXdpojwblU](http://www.transplast.com.br/produto(bobina).php#.WtXdpojwblU)>. Acesso em: 1 maio 2018.

TRUSTY, A. Material Handling in a Conveyor World. **Bastian Solutions**, 2015. Disponível em: <<https://www.bastiansolutions.com/blog/index.php/2014/02/13/choosing-the-right-conveyors-for-your-system/>>. Acesso em: 22 maio 2018.

TUDO SOBRE PLÁSTICOS. Polietilenos (PE), 2016. Disponível em: <<http://www.tudosobreplasticos.com/materiais/polietileno.asp>>. Acesso em: 2 junho 2018.

ULTIMATION. Ultimation , 2015. Disponível em: <<https://www.ultimationinc.com/replacement-parts/webb-hand-pushed-conveyor-trolleys/beam-trolley/>>. Acesso em: 2 junho 2018.

UMANS, S. D. **Máquinas elétricas de Fitzgerald e Kingsley**. 7ª. ed. Porto Alegre: AMGH, 2014.

USAROLLERCHAIN. Roller Chain, 2018. Disponível em: <<https://www.usarollerchain.com/SS8157-K750-Stainless-Steel-Table-Top-Chain-p/i-mega-8157-k750-chain.htm>>. Acesso em: 2 junho 2018.

VIEWTECH. Viewtech automação industrial, 2019. Disponível em: <<https://www.viewtech.ind.br/>>. Acesso em: 01 abril 2019.

WEG. Motores Elétricos. Guia de Especificação, 2017. Disponível em: <<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h32/hc5/WEG-motores-eletricos-guia-de-especificacao-50032749-brochure-portuguese-web.pdf>>. Acesso em: 27 maio 2019.

WEG. Detalhes do produto. **WEG**, 2019. Disponível em: <<https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Motores-El%C3%A9tricos/Trif%C3%A1sico---Baixa-Tens%C3%A3o/Uso-Geral/W22/W22-IR2/W22-IR2-0-16-cv-4P-63-3F-220-380-V-60-Hz-IC411---TFVE--B14D/p/12463968>>. Acesso em: 28 maio 2019.


WEG. Motores elétricos. **Biblioteca CAD**, 2019. Disponível em: <[http://ecatalog.weg.net/drawings\\_2d\\_3d/index.asp?empresa=WMO&language=PT&cm=IEC/W22\\_GENERAL\\_PURPOSE/01\\_FRAME\\_63/STANDARD/IGS&shortcut=&path\\_relativo=&path\\_raiz=>](http://ecatalog.weg.net/drawings_2d_3d/index.asp?empresa=WMO&language=PT&cm=IEC/W22_GENERAL_PURPOSE/01_FRAME_63/STANDARD/IGS&shortcut=&path_relativo=&path_raiz=>)>. Acesso em: 28 maio 2019.

WEG. W22. **Catálogo Técnico Mercado Brasil**, 2019. Disponível em: <<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h18/hc2/WEG-w22-motor-eletrico-trifasico-50023622-brochure-portuguese-web.pdf>>. Acesso em: 28 maio 2019.

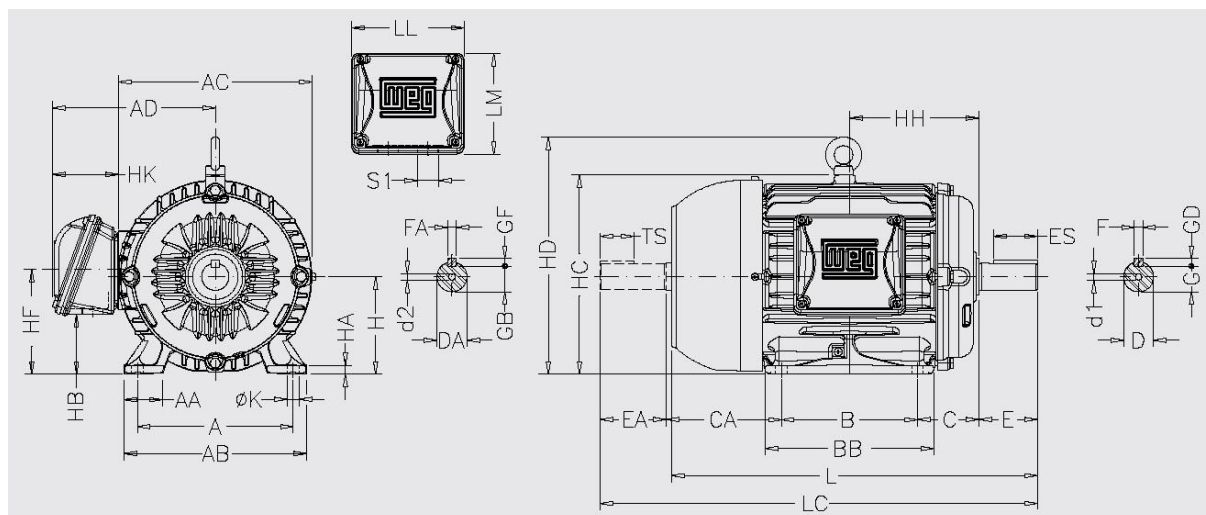
# ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Folha de dados do motor WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 3F	99
Anexo II	Dimensões do motor WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 3F	100
Anexo III	Folha de dados do rolamento SKF W 61902-2Z	101
Anexo IV	Folha de dados do rolamento SKF W 619/6-2Z	102
Anexo V	Folha de dados da correia TFL-3SH	103
Anexo VI	Desenhos Técnicos	104



FOLHA DE DADOS					
Motor Trifásico de Indução - Rotor de Gaiola					
Cliente :					
Linha do produto		: W22 IR2 Trifásico		Código do produto : 12463968	
Carcaça	: 63	Tempo de rotor bloqueado	: 66s (frio) 37s (quente)		
Potência	: 0.12 kW (0.16 HP-cv)	Elevação de temperatura	: 80 K		
Número de polos	: 4	Regime de serviço	: S1		
Frequência	: 60 Hz	Temperatura ambiente	: -20°C a +40°C		
Tensão nominal	: 220/380 V	Altitude	: 1000 m		
Corrente nominal	: 0.769/0.445 A	Grau de proteção	: IP55		
Corrente de partida	: 3.54/2.05 A	Método de refrigeração	: IC411 - TFVE		
Ip/In	: 4.6	Forma construtiva	: B14D		
Corrente a vazio	: 0.690/0.399 A	Sentido de rotação <sup>1</sup>	: Ambos		
Rotação nominal	: 1715 rpm	Nível de ruído <sup>2</sup>	: 48.0 dB(A)		
Escorregamento	: 4.72 %	Método de partida	: Partida direta		
Conjugado nominal	: 0.068 kgfm	Massa aproximada <sup>3</sup>	: 7.8 kg		
Conjugado de partida	: 290 %				
Conjugado máximo	: 310 %				
Classe de isolamento	: F				
Fator de serviço	: 1.15				
Momento de inércia (J)	: 0.0004 kgm <sup>2</sup>				
Categoria	: N				
Potência	50%	75%	100%	Esforços na fundação	
Rendimento (%)	53.0	60.0	64.0	Tração máxima : 4 kgf	
Cos Φ	0.44	0.55	0.64	Compressão máxima : 12 kgf	
Tipo de mancal	:	<u>Dianteiro</u>	<u>Traseiro</u>		
Vedação	:	6201 ZZ	6201 ZZ		
Intervalo de lubrificação	:	V'Ring	V'Ring		
Quantidade de lubrificante	:	-	-		
Tipo de lubrificante	:	Mobil Polyrex EM			
Observações					
Esta revisão substitui e cancela a anterior, a qual deverá ser eliminada. (1) Olhando a ponta de eixo dianteira do motor. (2) Medido a 1m e com tolerância de +3dB(A). (3) Massa aproximada sujeito a alteração após fabricação. (4) Em 100% da carga nominal.			Os valores indicados são valores médios com base em ensaios e para alimentação em rede senoidal, sujeitos as tolerancias da norma ABNT NBR 17094.		
Rev.	Resumo das modificações		Executado	Verificado	Data
Executor					
Verificador					
Data	13/06/2019			Página 1 / 1	Revisão

## ANEXO II: Dimensões do motor WEG W22 IR2 0.16 cv 4P 3F



Vista Frontal											
A	AA	AB	AC	AD	H	HA	HB	HF	HG	K	HK
100	25,5	116	125	123	63	7	25,5	68,5		7	59

Vista lateral esquerda											
B	BA	BB	BD	C	CA	HC	HD	HD <sup>2</sup>	HH	L	LC
80		95		40	78	130	156,3	186	80	216	241

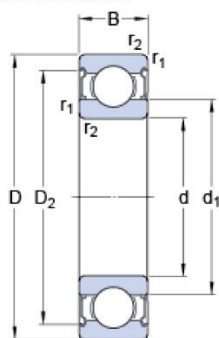
Ponta de eixo dianteira							Caixa de ligação			Rolamentos	
D	D1	E	G	ES	F	GD	LL	LM	S1	Dianteiro	Traseiro
11j6	A 3,15	23	8,5	14	4	4	108,5	99	RWG(Rp) 1/2"	6201 ZZ	6201 ZZ




## W 61902-2Z

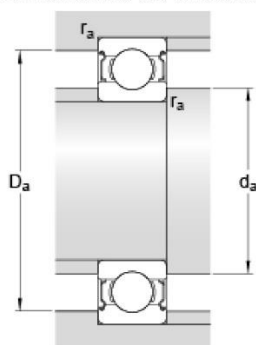
Item popular

### Dimensões



d	15	mm
D	28	mm
B	7	mm
d <sub>1</sub>	≈ 18.8	mm
D <sub>2</sub>	≈ 25.3	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3	mm

### Dimensões do encosto



d <sub>a</sub>	min. 17	mm
d <sub>a</sub>	max. 18.5	mm
D <sub>a</sub>	max. 26	mm
r <sub>a</sub>	max. 0.3	mm

### Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	3.71	kN
Classificação de carga estática básica	C <sub>0</sub>	2.24	kN
Limite de carga de fadiga	P <sub>u</sub>	0.095	kN
Velocidade de referência		56000	r/min
Velocidade-limite		28000	r/min
Fator de cálculo	k <sub>r</sub>	0.025	
Fator de cálculo	f <sub>0</sub>	14.3	

### Massa

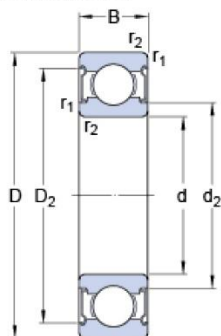
Massa do rolamento	0.016	kg
--------------------	-------	----




## W 619/6-2Z

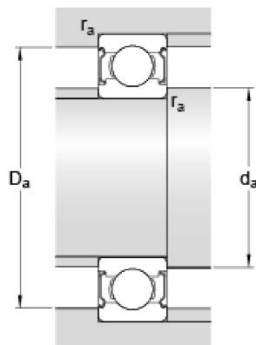
Item popular

### Dimensões



d	6	mm
D	15	mm
B	5	mm
d <sub>2</sub>	≈ 7.5	mm
D <sub>2</sub>	≈ 13	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.2	mm

### Dimensões do encosto



d <sub>a</sub>	min. 7.3	mm
d <sub>a</sub>	max. 7.4	mm
D <sub>a</sub>	max. 13.4	mm
r <sub>a</sub>	max. 0.2	mm

### Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica	C	0.761	kN
Classificação de carga estática básica	C <sub>0</sub>	0.265	kN
Limite de carga de fadiga	P <sub>u</sub>	0.011	kN
Velocidade de referência		100000	r/min
Velocidade-limite		50000	r/min
Fator de cálculo	k <sub>r</sub>	0.025	
Fator de cálculo	f <sub>0</sub>	6.8	

### Massa


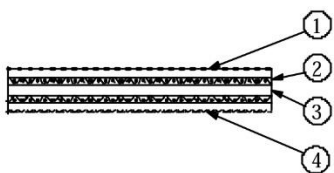
Massa do rolamento	0.0039	kg
--------------------	--------	----

## ANEXO V: Folha de dados da correia TFL-3SH

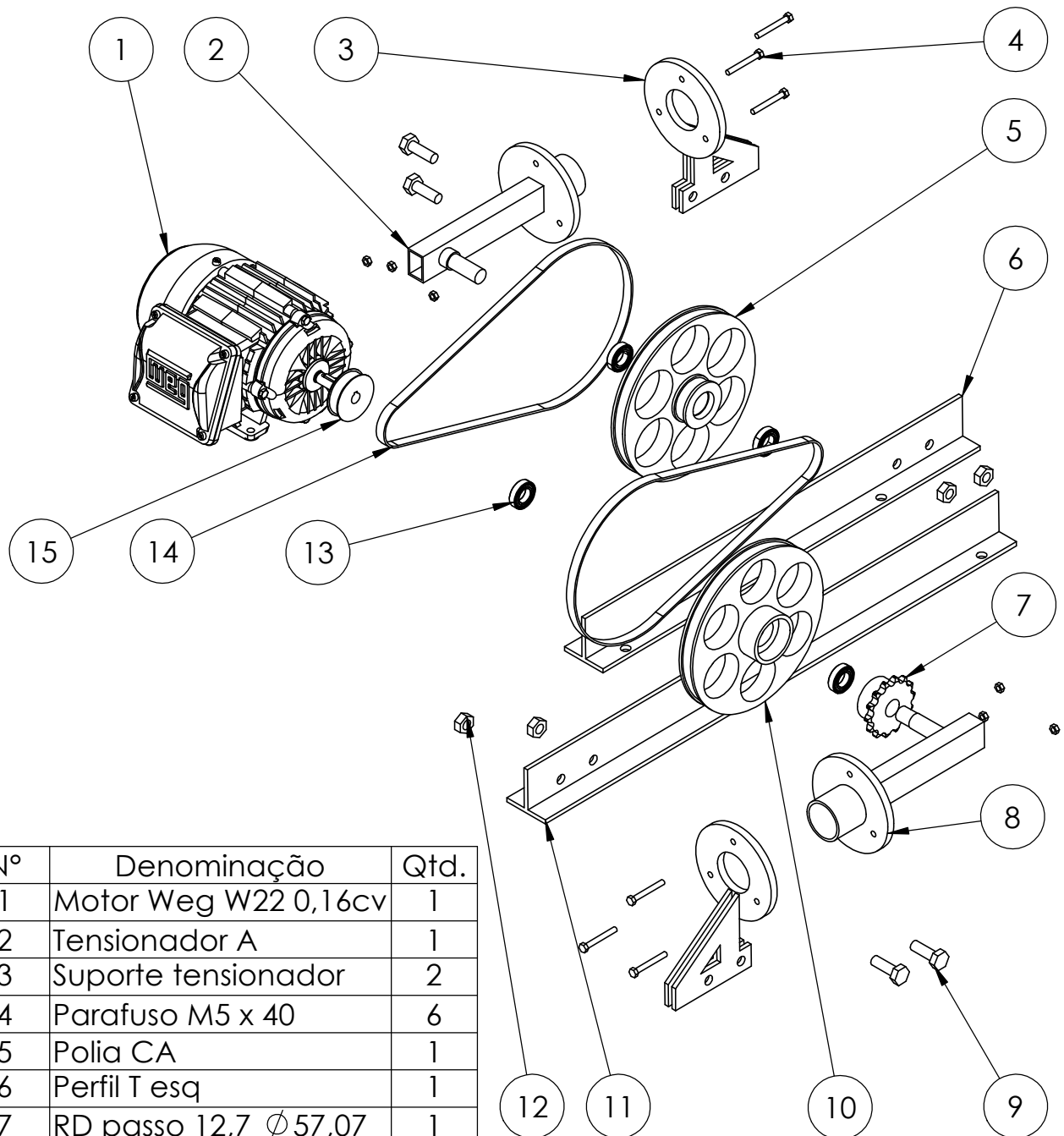
P0061

rev-08-Jan-03

Ver. 2000-1.0

<b>Technical Data Sheet</b>	PolyBelt <b>TFL-3SH</b>	NITTA CORP. 	
<b>Construction</b>		No.	Material
		1	Soft NBR ( Taffeta structured, Green )
		2	Polyamide Fabric
		3	Polyamide Film
		4	Soft NBR ( Textured Pattern, Gray )
<b>Item</b>	<b>Description</b>	<b>Measuring Conditions</b>	
<b>Anti-Static Property</b>	Yes		
<b>Dimensions</b>			
Thickness	2.00mm		
Width	10 ~ 300mm		
Length	300 ~ 100,000mm		
<b>Joint Description</b>	Skived joint Adhesive Polybond A and E		
<b>Physical Properties</b>			
Tensile Strength	135N/mm W	Test Speed 50 mm/min	
Elongation at Break	20%	Ambient condition 20°C×60%	
Standard Elongation	2%		
Shaft load at e= 2%	13.5N/mm W		
Minimum Pulley Diameter	35mm		
Efficiency of Joint	Approx. 80%		
Service Temperature Range	- 20 ~ +80°C		
Coefficient of Friction	0.7 ~ 0.8 (Green) 0.7 ~ 0.8 (Gray)	Measured on a Steel Plate	
Mass	2kg/m²	Measured on a Steel Plate	
<b>Features and Main Applications</b>	Higher friction coefficient of the surface . Sectional Tangential Drive Post Office Machines		
<b>Remarks</b>			

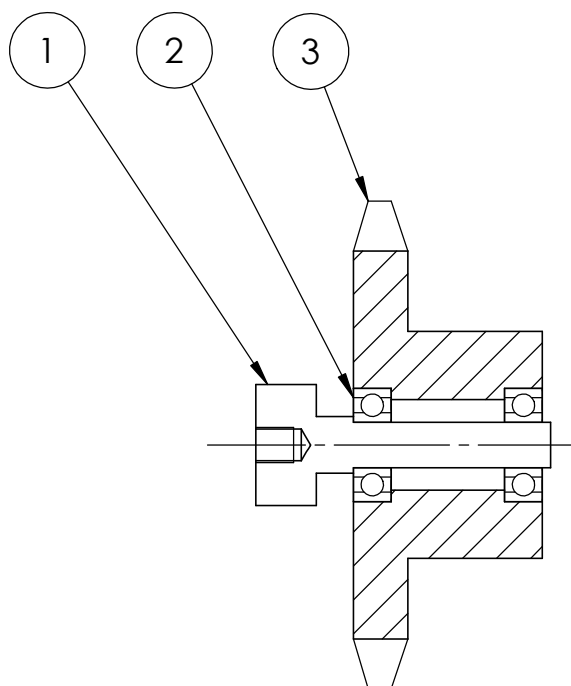




Nº	Denominação	Qtd.
1	Motor Weg W22 0,16cv	1
2	Tensionador A	1
3	Suporte tensionador	2
4	Parafuso M5 x 40	6
5	Polia CA	1
6	Perfil T esq	1
7	RD passo 12,7 $\phi$ 57,07	1
8	Tensionador B	1
9	Parafuso M10 x 30	4
10	Polia CB	1
11	Perfil T dir	1
12	Porca M10	1
13	SKF W61902-2Z	4
14	Correia TFL-3SH 10mm	2
15	Polia M	1

O sistema de acionamento P possui uma montagem análoga a esta

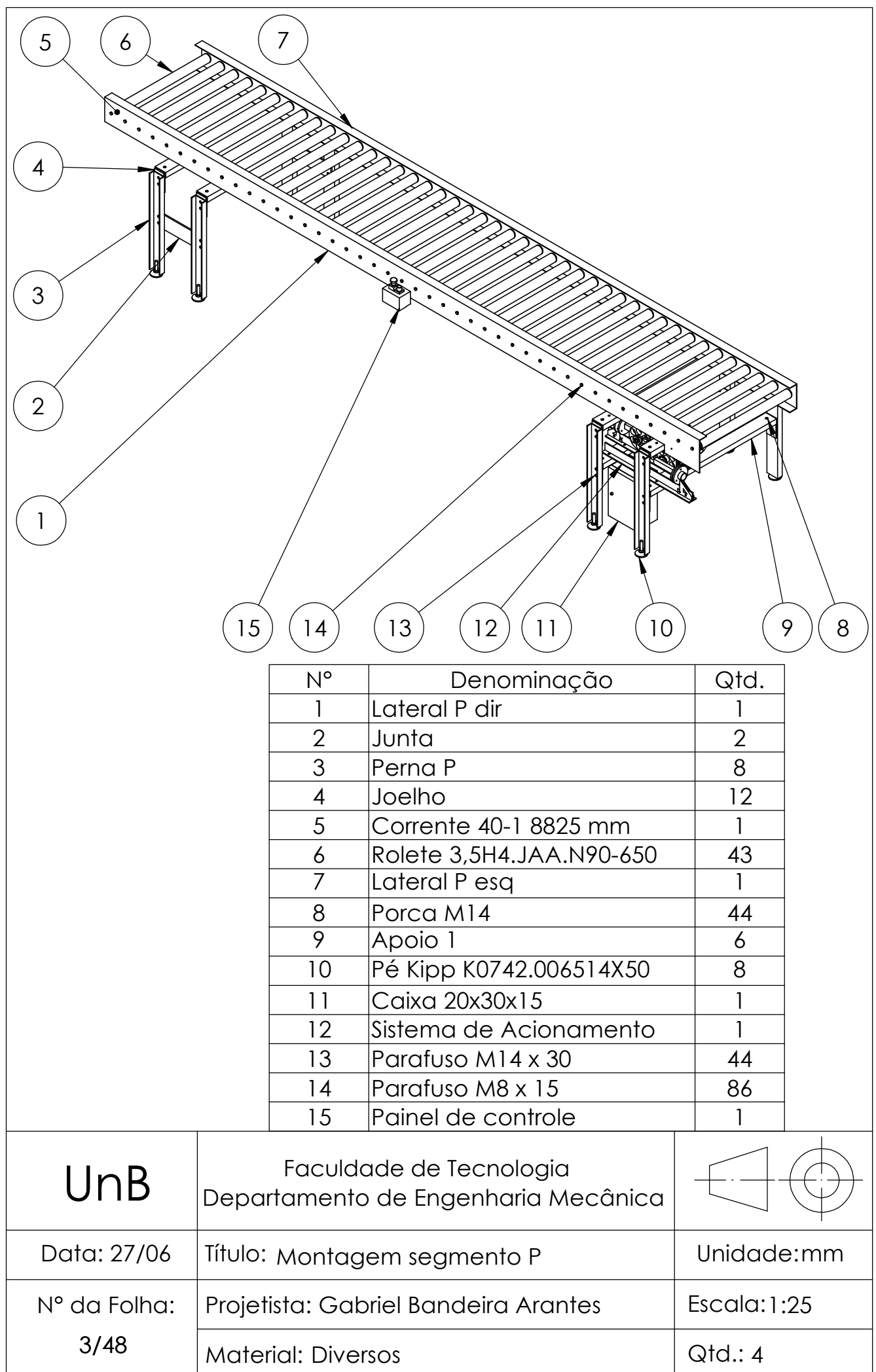
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Sistema de acionamento C	Unidade: mm
Nº da Folha: 1/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Diversos	Escala: 1:6

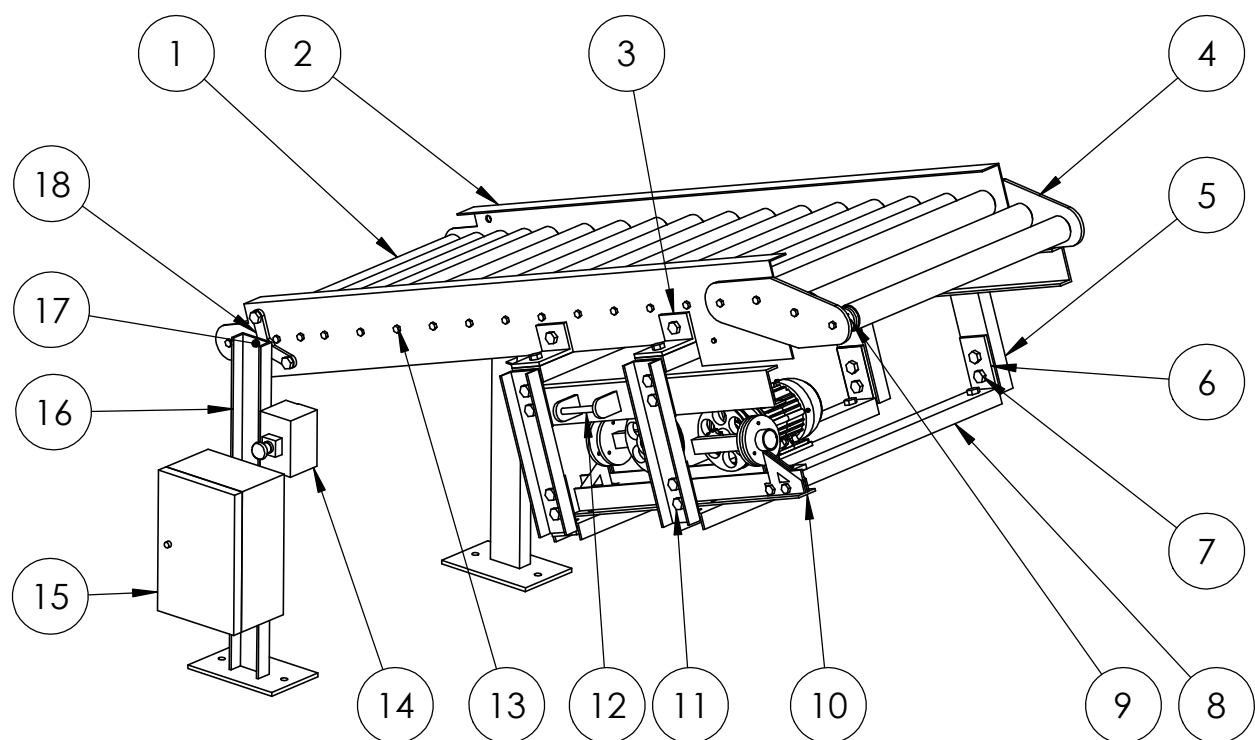


Nº	Denominação	Qtd.
1	Eixo s	1
2	SKF W 619/6-2Z	2
3	Roda dentada modificada	1

UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Suporte da corrente	Unidade: mm
Nº da Folha: 2/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:1
	Material: Diversos	Qtd.: 5

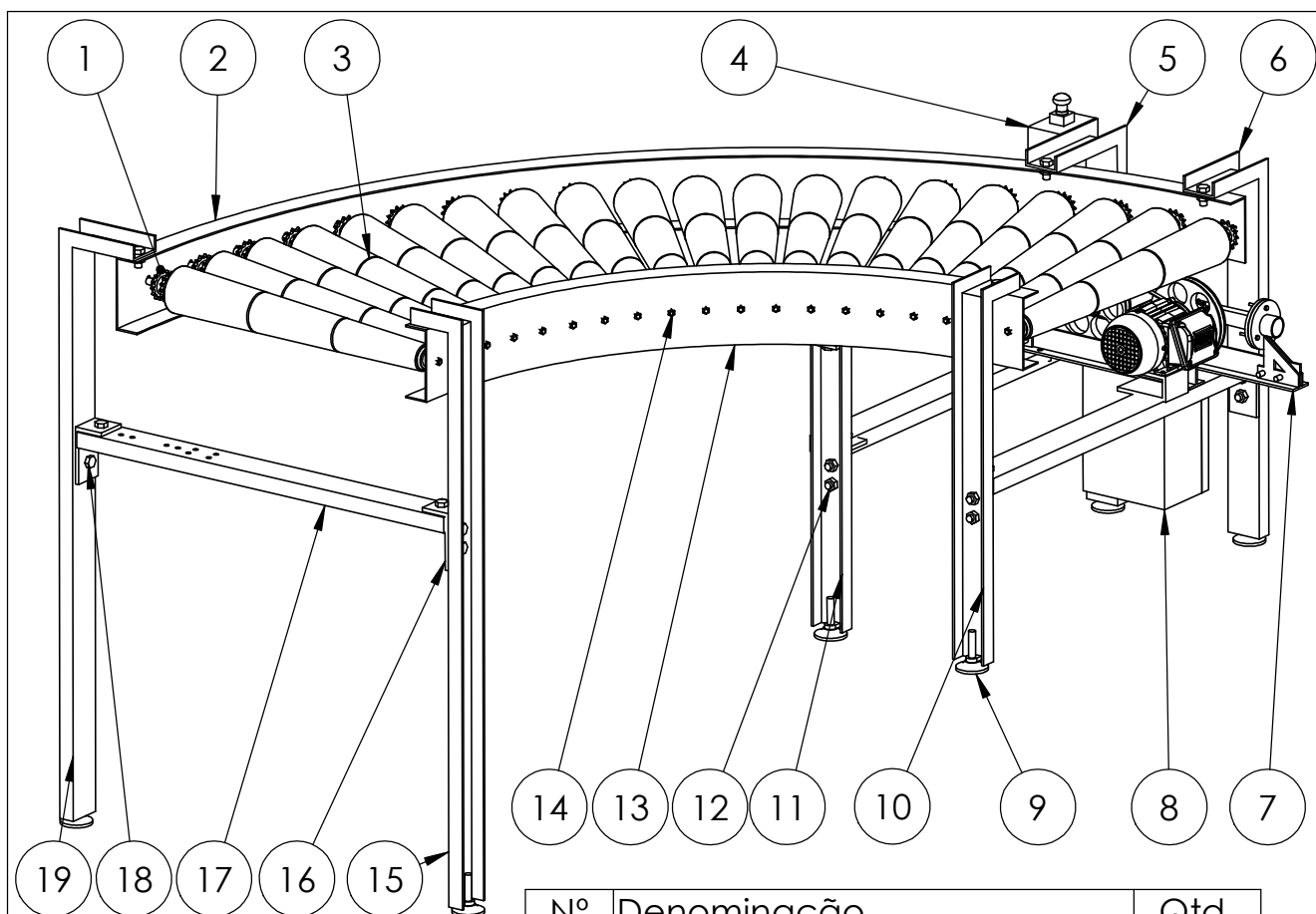






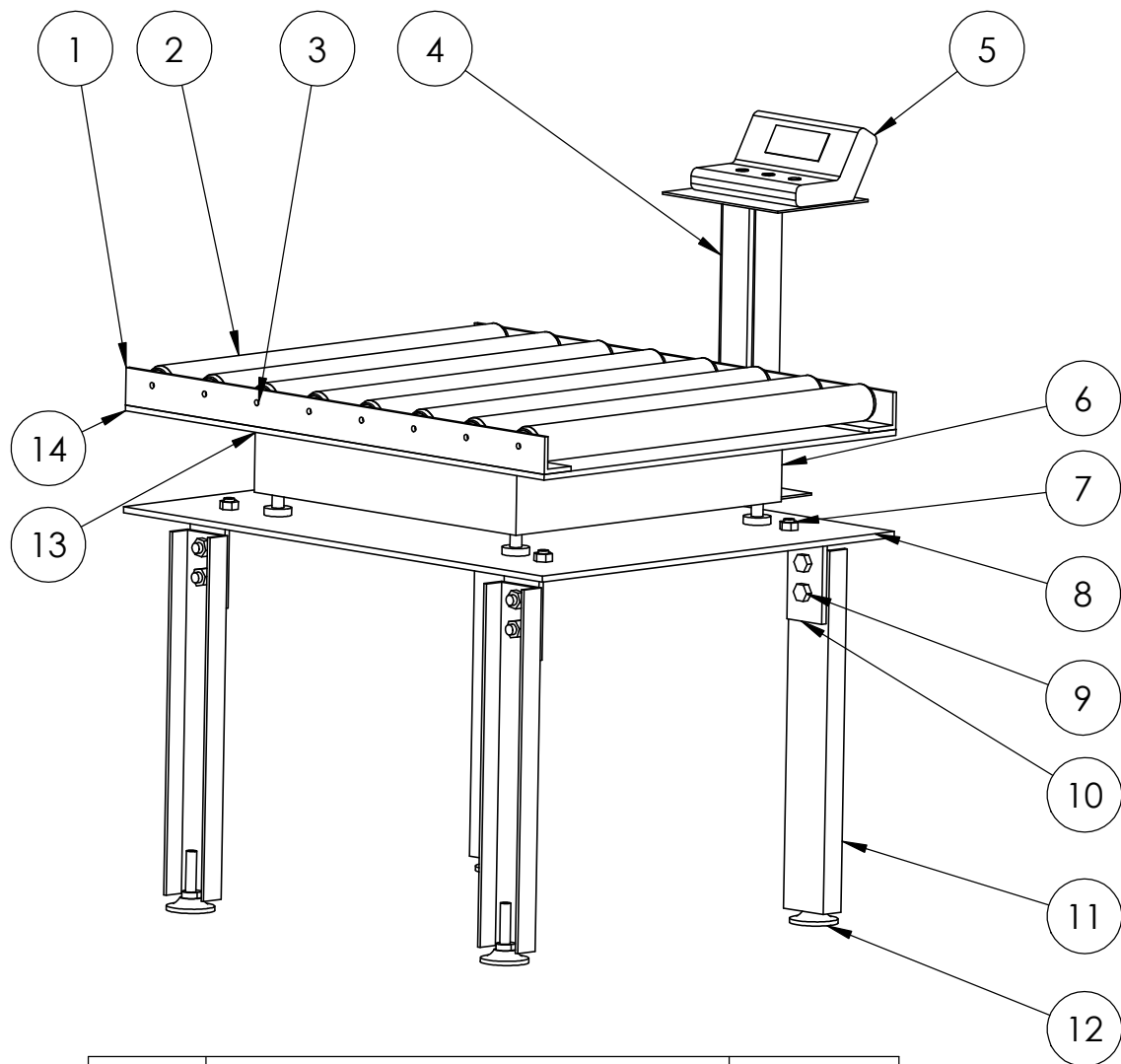
Nº	Denominação	Qtd.
1	3,5H4.JAA.N90-650 rev. 2mm	19
2	Lateral IN	1
3	Junta IN 1	4
4	Extensor	2
5	Junta IN 2	4
6	Joelho	8
7	Porca M14	30
8	Apoio 1	2
9	Corrente 40-1 3646 mm	1
10	Sistema de acionamento	1
11	Parafuso M14 x 30	30
12	Batente e maçaneta	2
13	Parafuso M8 x 15	38
14	Painel de controle	1
15	Caixa 30 x 20 x 15	1
16	Perna IN	2
17	SKF W 61902-2Z	2
18	Suporte rolamento	2

UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Montagem segmento IN	Unidade:mm
Nº da Folha: 4/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Diversos	Escala: 1:15 Qtd.: 1



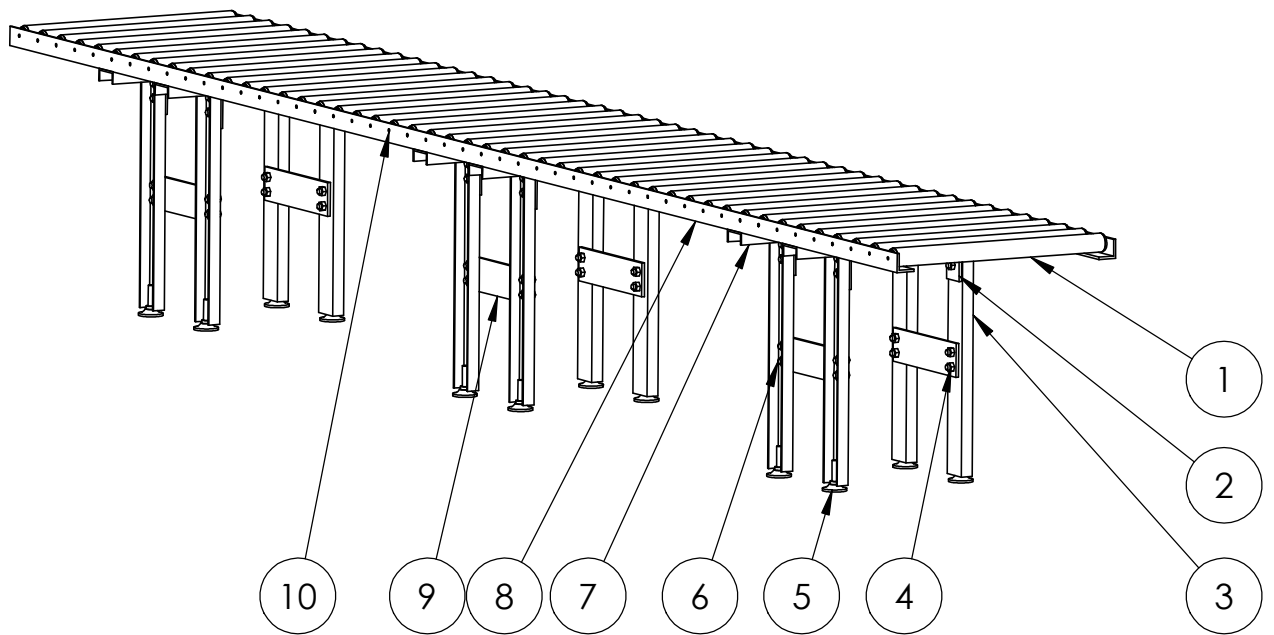
Nº	Denominação	Qtd.
1	Corrente 40-1 426,35mm	20
2	Lateral C esq	1
3	Rolete 3.5XQ.HE6.N91	20
4	Painel de controle	1
5	Perna C 3	1
6	Perna C 1	1
7	Sistema de acionamento	1
8	Caixa 30 x 20 x 15	1
9	Pé Kipp K0742.006514X50	4
10	Perna C 2	2
11	Perna C 4	1
12	Parafuso M14 x 30	36
13	Lateral C dir	
14	Parafuso M8 x 15	40
15	Perna C 6	1
16	Joelho	6
17	Apoio 1	3
18	Porca M14	36
19	Perna C 5	1

UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Montagem segmento C	Unidade:mm
Nº da Folha: 5/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:15
	Material: Diversos	Qtd.: 1

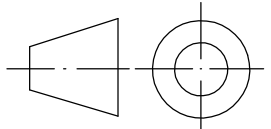


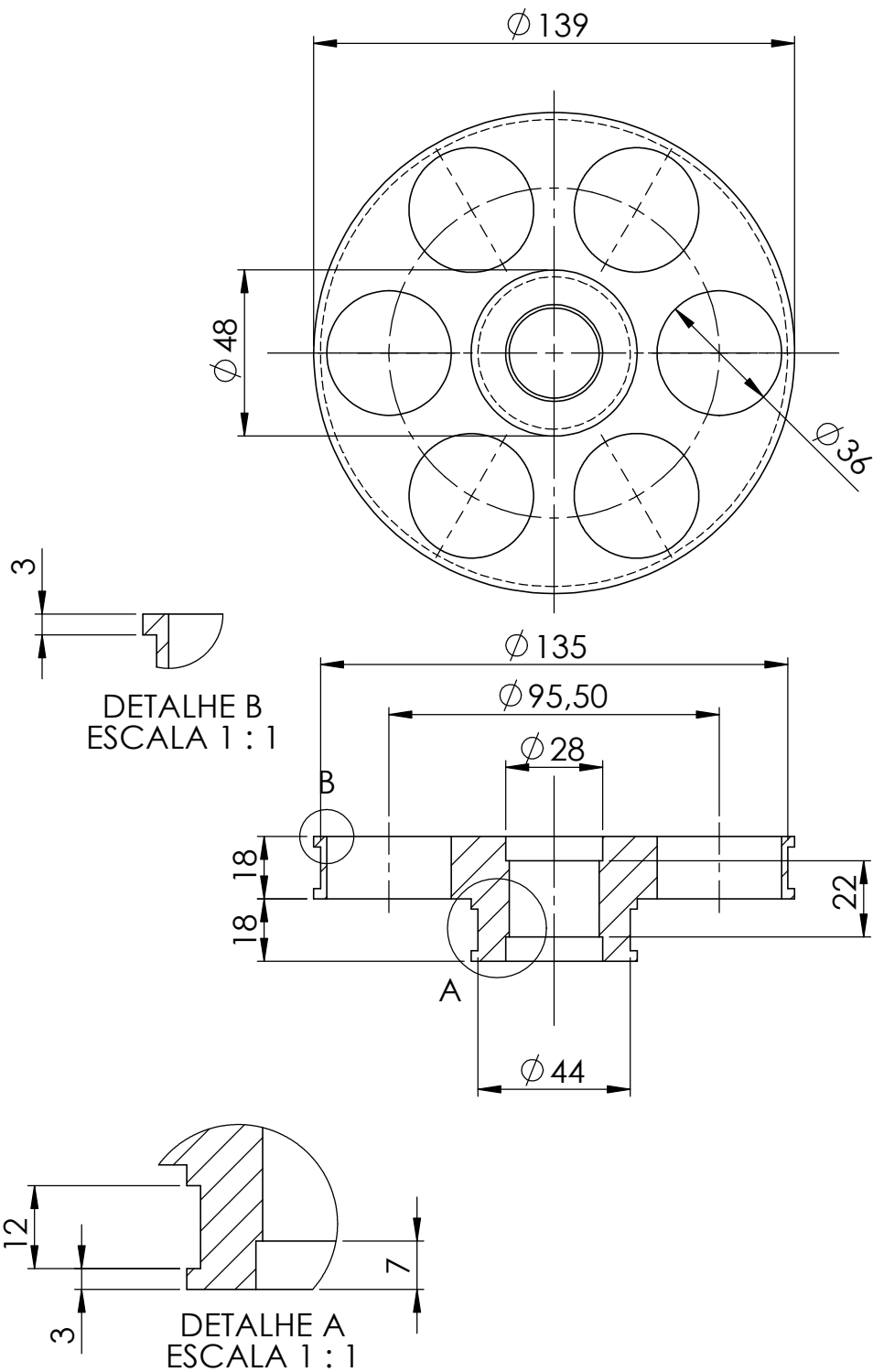
Nº	Denominação	Qtd.
1	Lateral B	2
2	Rolete 1.1EE.JAA.LAE-650	8
3	Parafuso M8 x 15	16
4	Suporte indicador	1
5	Indicador	1
6	Balança Toledo 2098 300Kg	1
7	Porca M14	12
8	Mesa B 1	1
9	Parafuso M14 x 30	12
10	Joelho	4
11	Perna B	4
12	Pé Kipp K0742.006514X50	4
13	Placa de borracha 500 x 500	1
14	Mesa B2	1

UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Montagem segmento B	Unidade:mm
Nº da Folha: 6/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:10
	Material: Diversos	Qtd.: 1

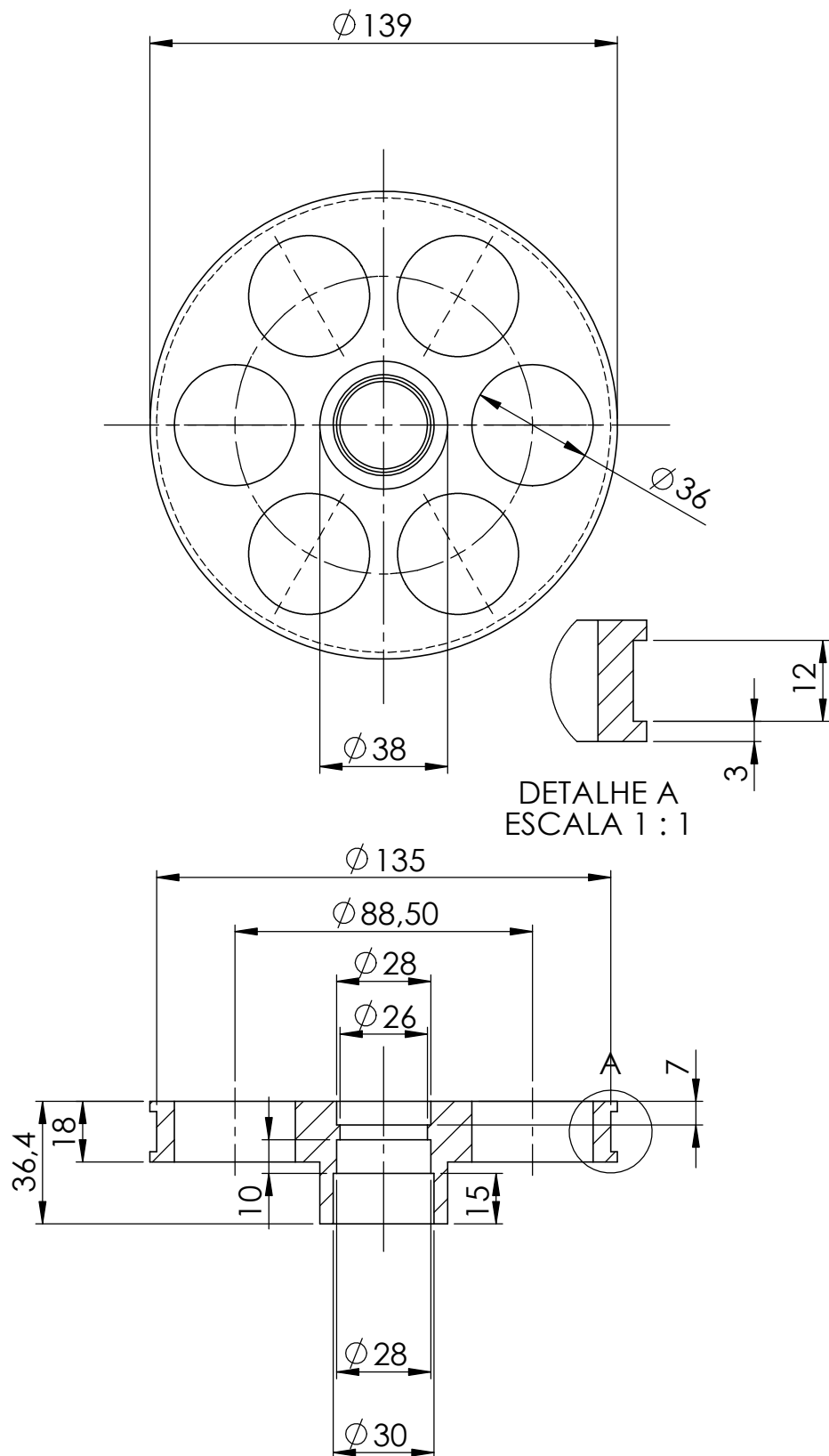


Nº	Denominação	Qtd.
1	Rolete 1.1EE.JAA.LAE-650	48
2	Joelho	12
3	Perna M	12
4	Porca M14	60
5	Pé Kipp K0742.006514X50	12
6	Parafuso M14 x 30	60
7	Apoio 2	6
8	Lateral M	2
9	Junta	6
10	Parafuso M8 x 15	96

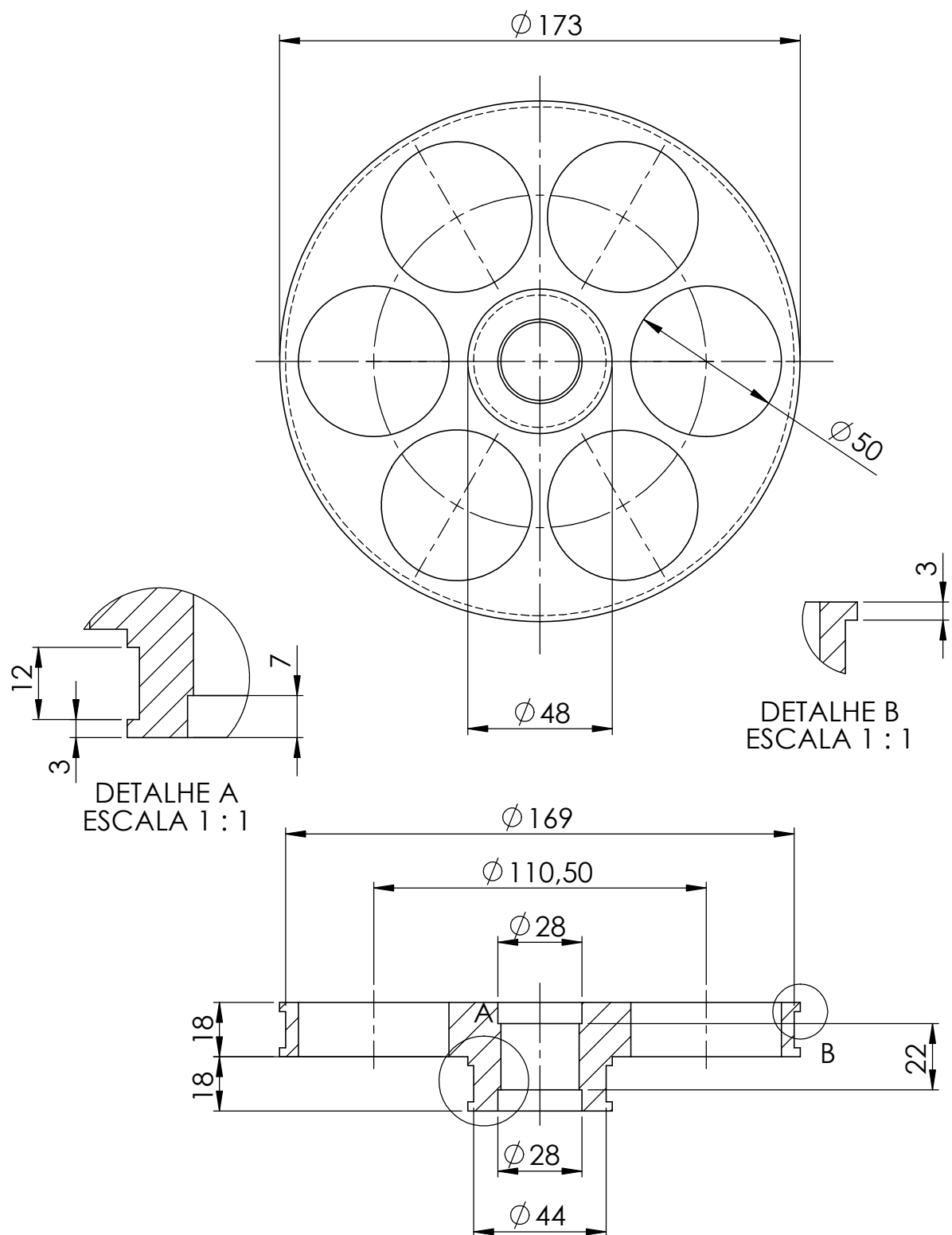
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Montagem segmento M	Unidade: mm
Nº da Folha: 7/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Diversos	Escala: 1:20 Qtd.: 1



UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Polia PA	Unidade:mm
Nº da Folha: 8/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Aço 1020	Escala: 1:2 Qtd.: 5

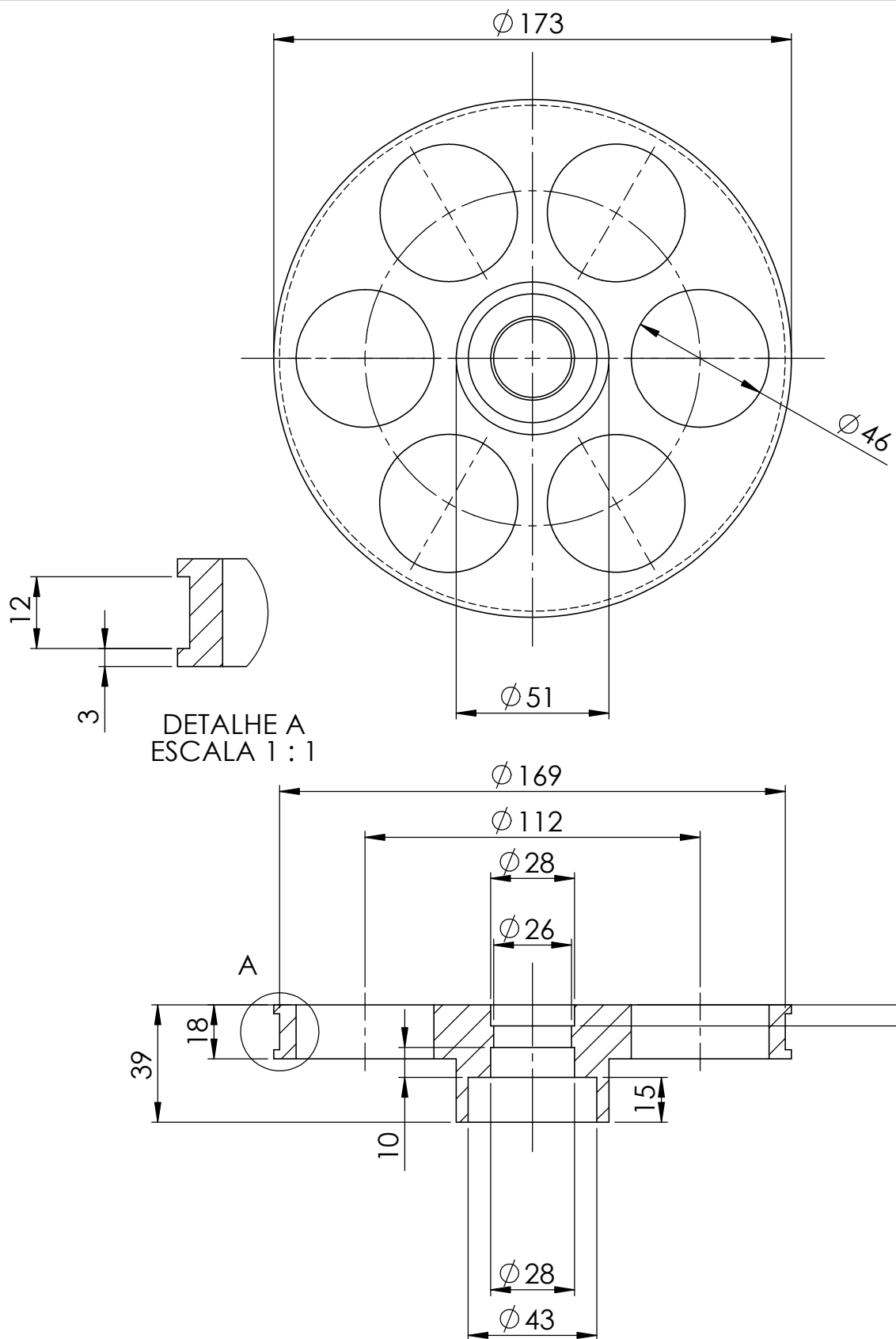


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Polia PB	Unidade:mm
Nº da Folha: 9/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Aço 1020	Escala: 1:2 Qtd.: 5

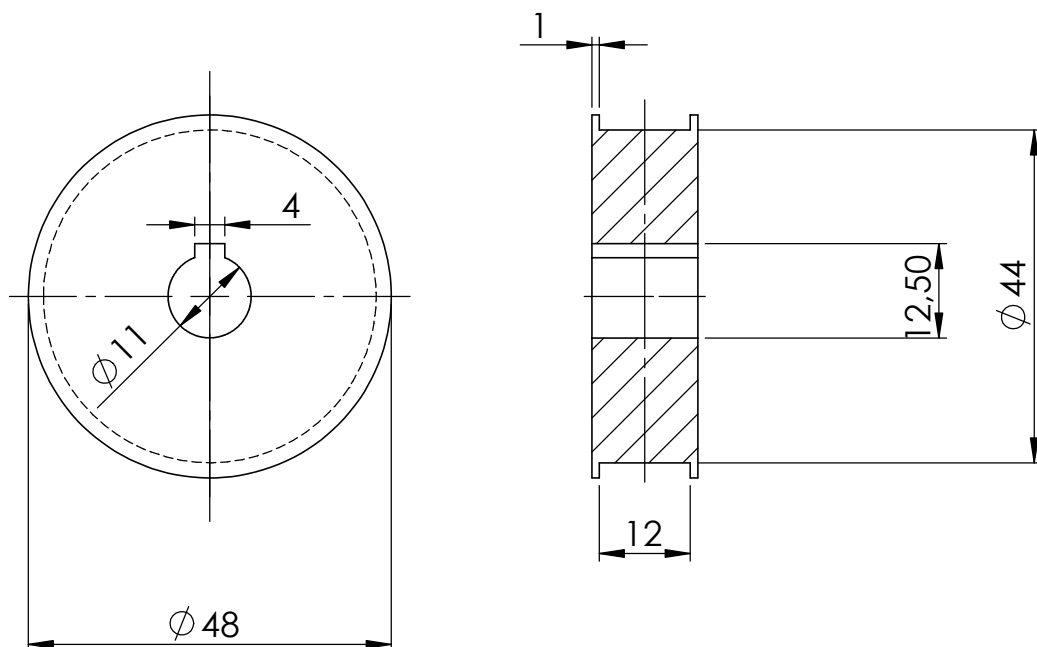


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Polia CA	Unidade:mm
Nº da Folha: 10/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Aço 1020	Escala: 1:2 Qtd.: 1

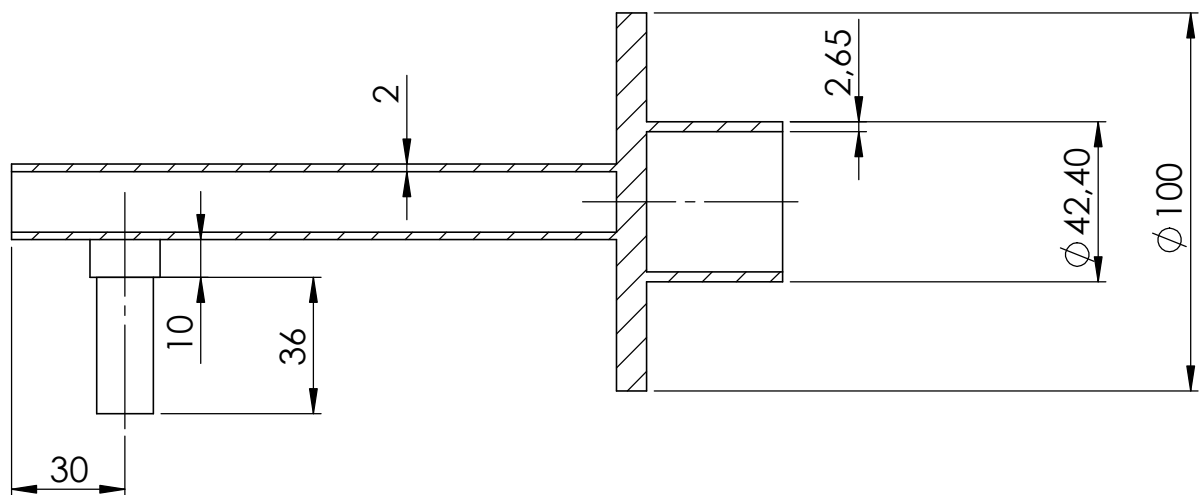
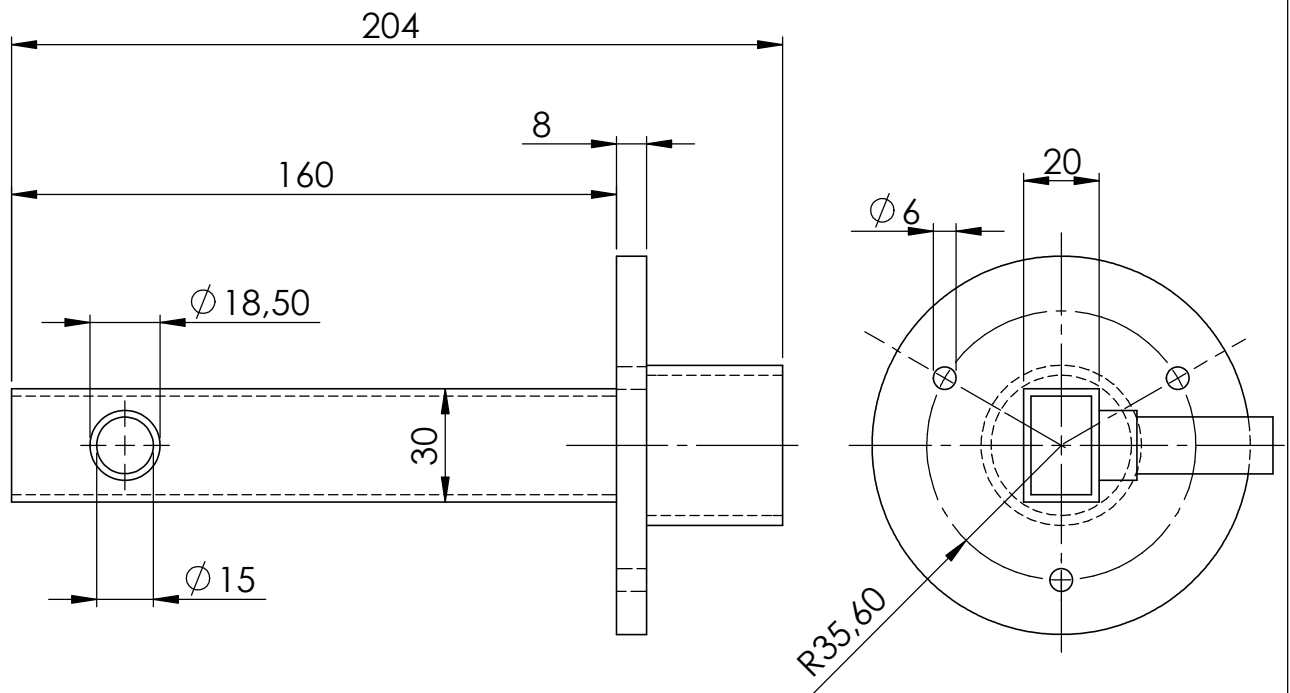




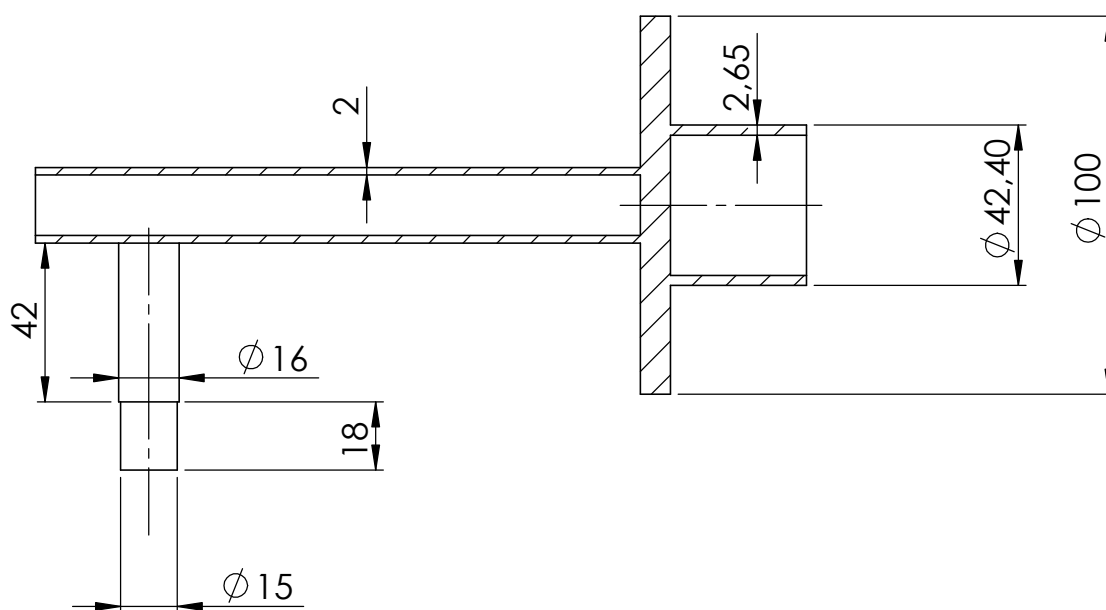
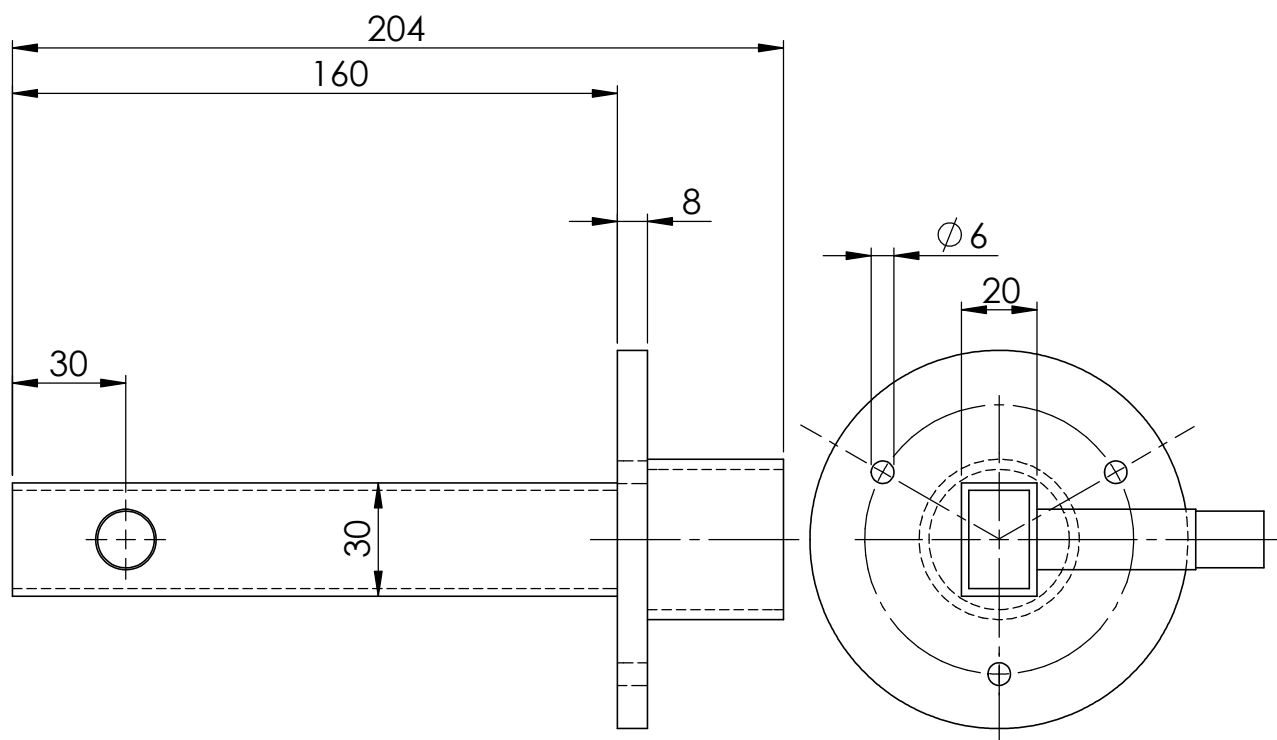
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Polia CB	Unidade:mm
Nº da Folha: 11/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Aço 1020	Escala: 1:2 Qtd.: 1



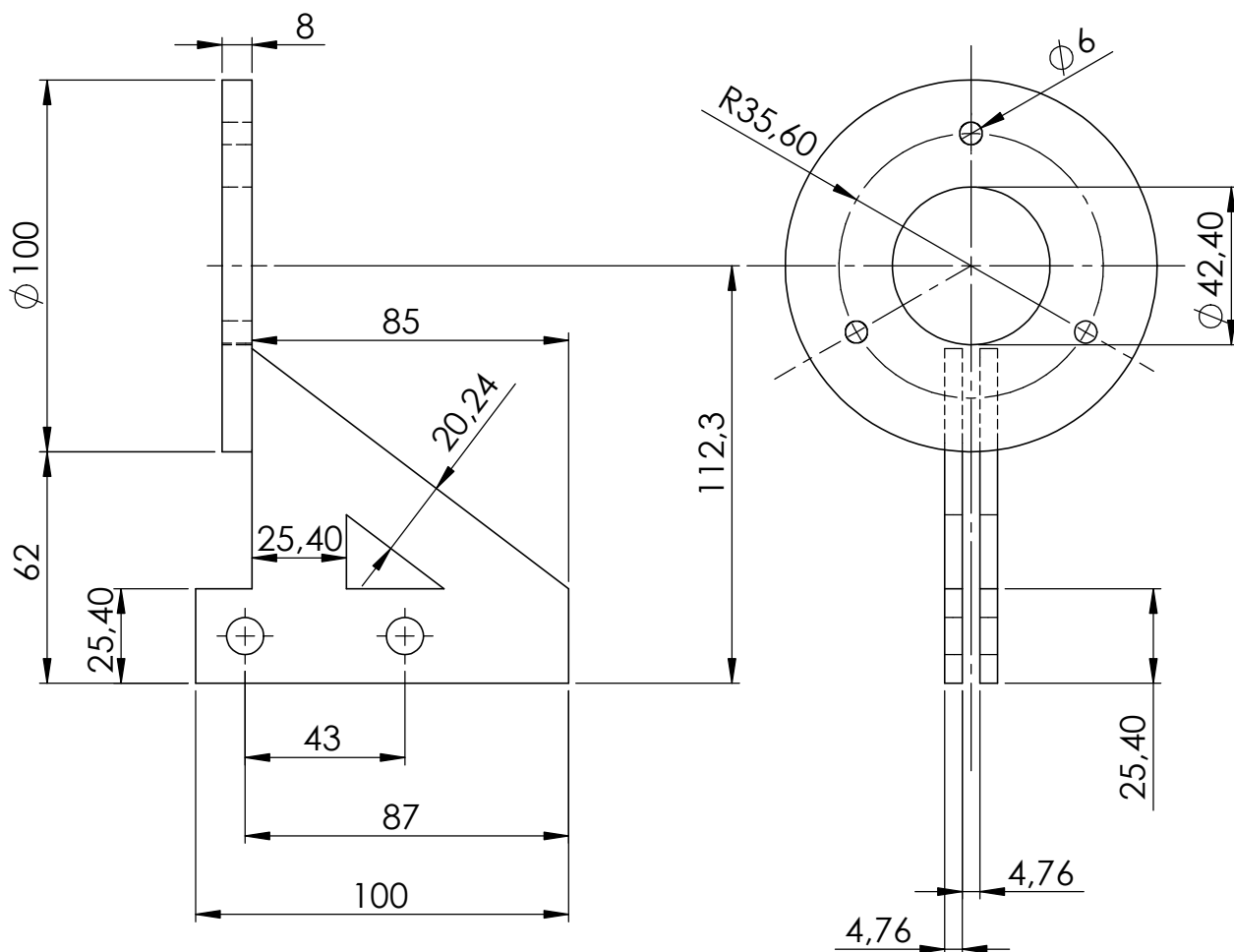
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Polia M	Unidade: mm
Nº da Folha: 12/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Aço 1020	Escala: 1:1 Qtd.: 6



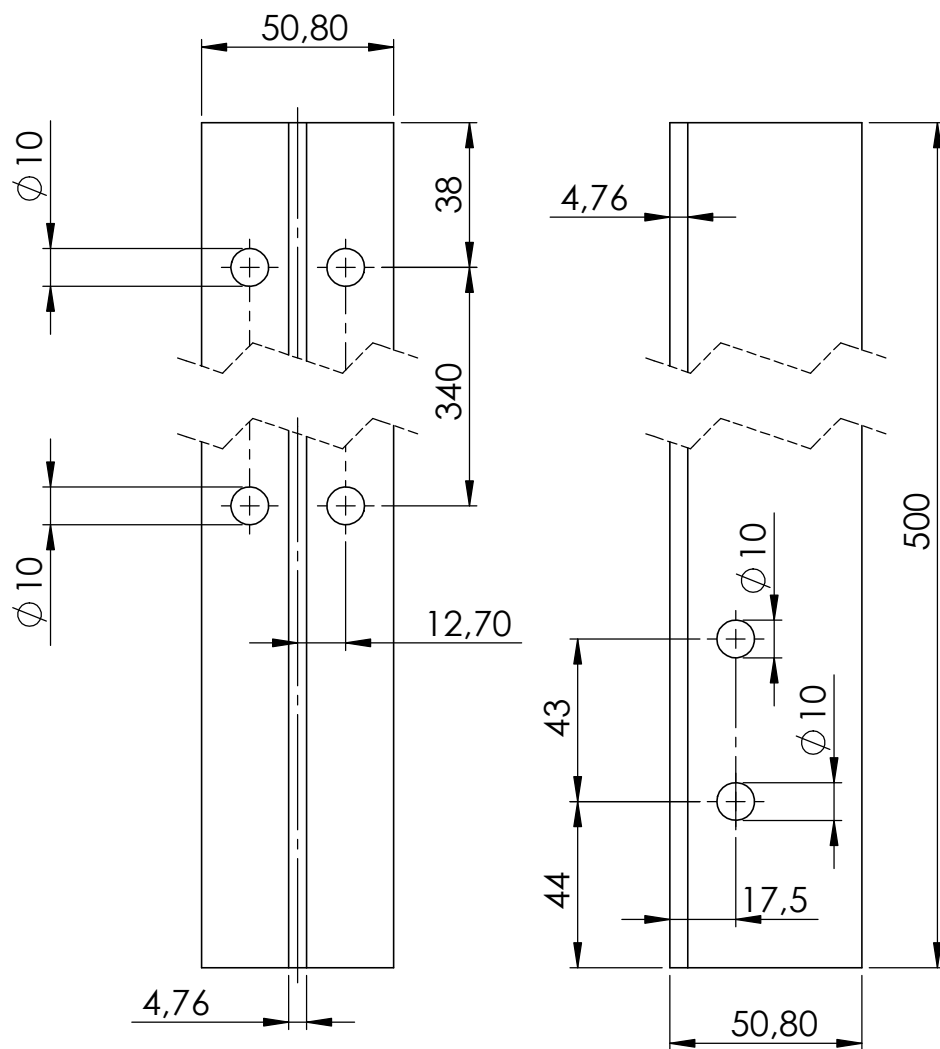
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Tensionador A	Unidade:mm
Nº da Folha: 13/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: tubo ret. 30x20 2.00 fina frio, tubo NBR 5580 42,4x2,65;aço 1020	Qtd.: 6

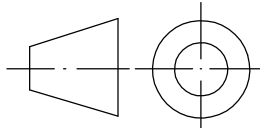


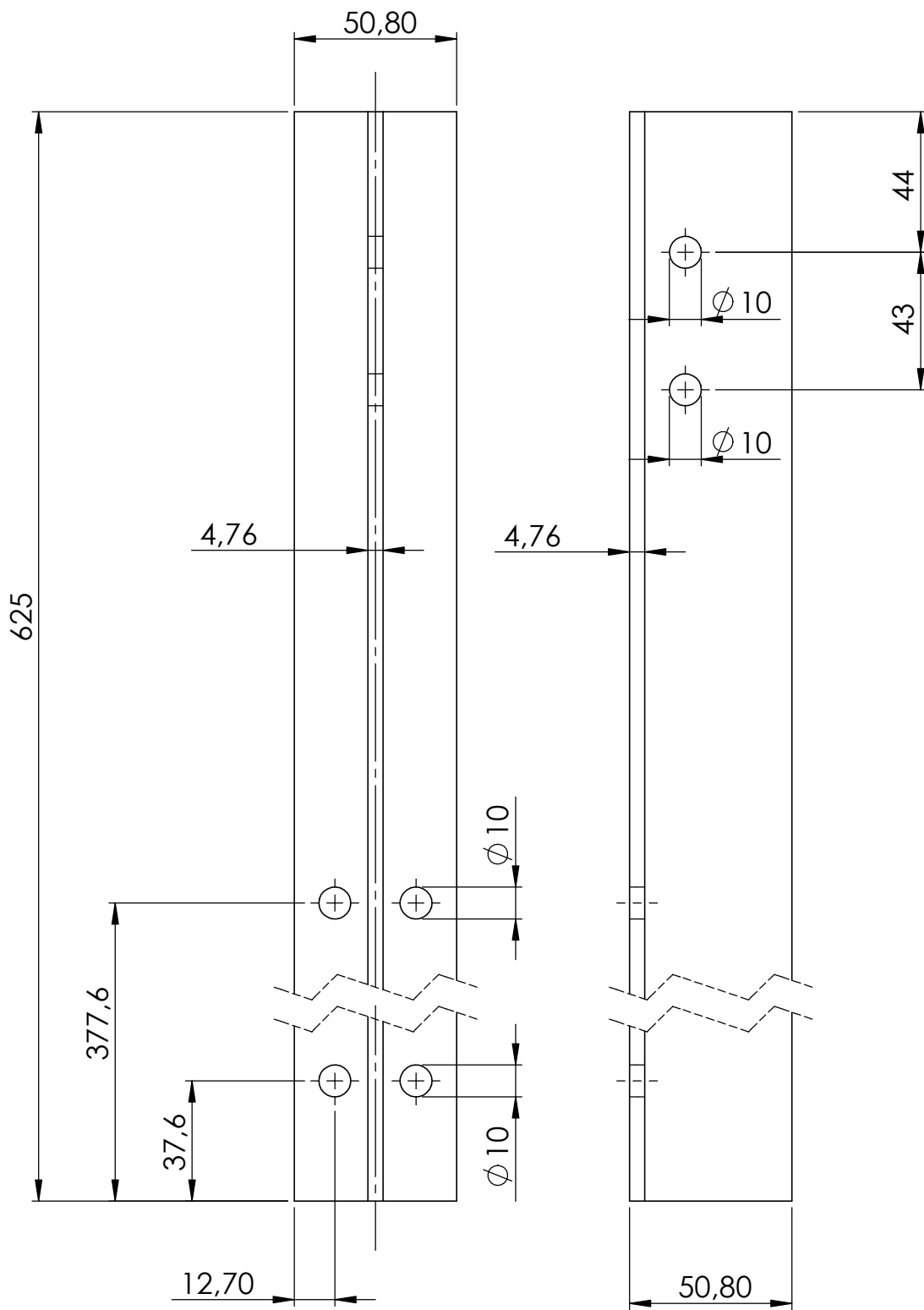
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Tensionador B	Unidade:mm
Nº da Folha: 14/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: tubo ret. 30x20 2.00 fina frio; tubo NBR 5580 42,4x2,65;aço 1020	Escala: 1:2 Qtd.: 6



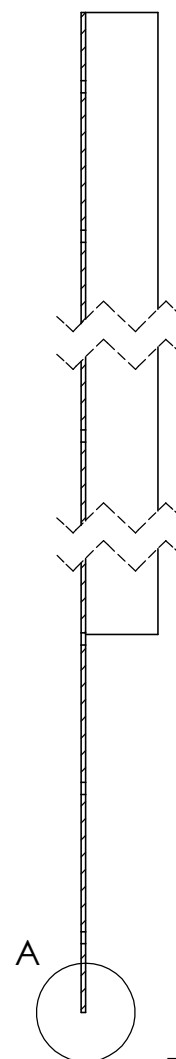
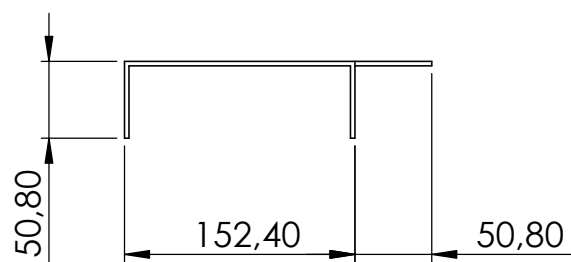
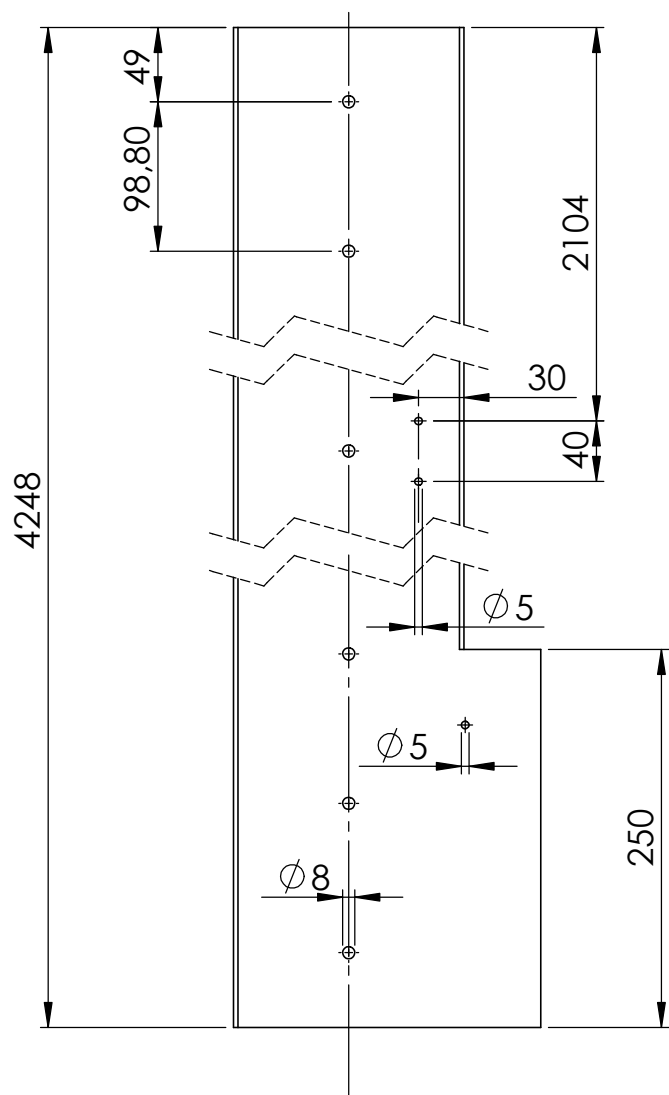
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Suporte tensionador	Unidade:mm
Nº da Folha: 15/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Aço 1020	Escala: 1:2 Qtd.: 12



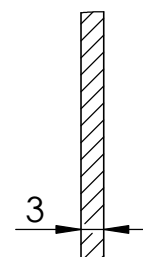
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perfil T dir	Unidade: mm
Nº da Folha: 16/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Tee 2" X 3/16"	Escala: 1:2 Qtd.: 6



UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perfil T esq	Unidade:mm
Nº da Folha: 17/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Tee 2 X 3/16	Escala: 1:2 Qtd.: 6

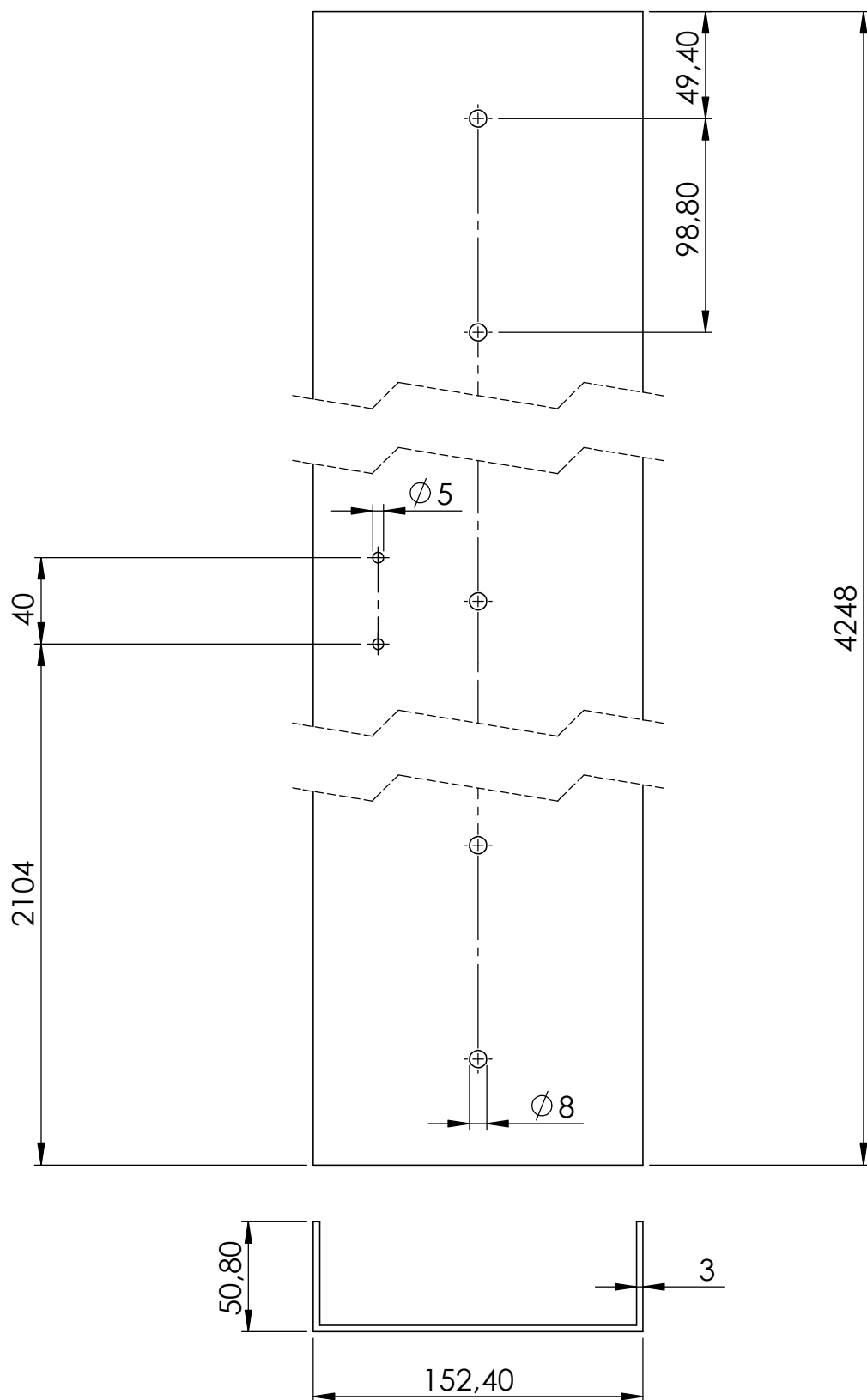


DETALHE A  
ESCALA 1 : 1



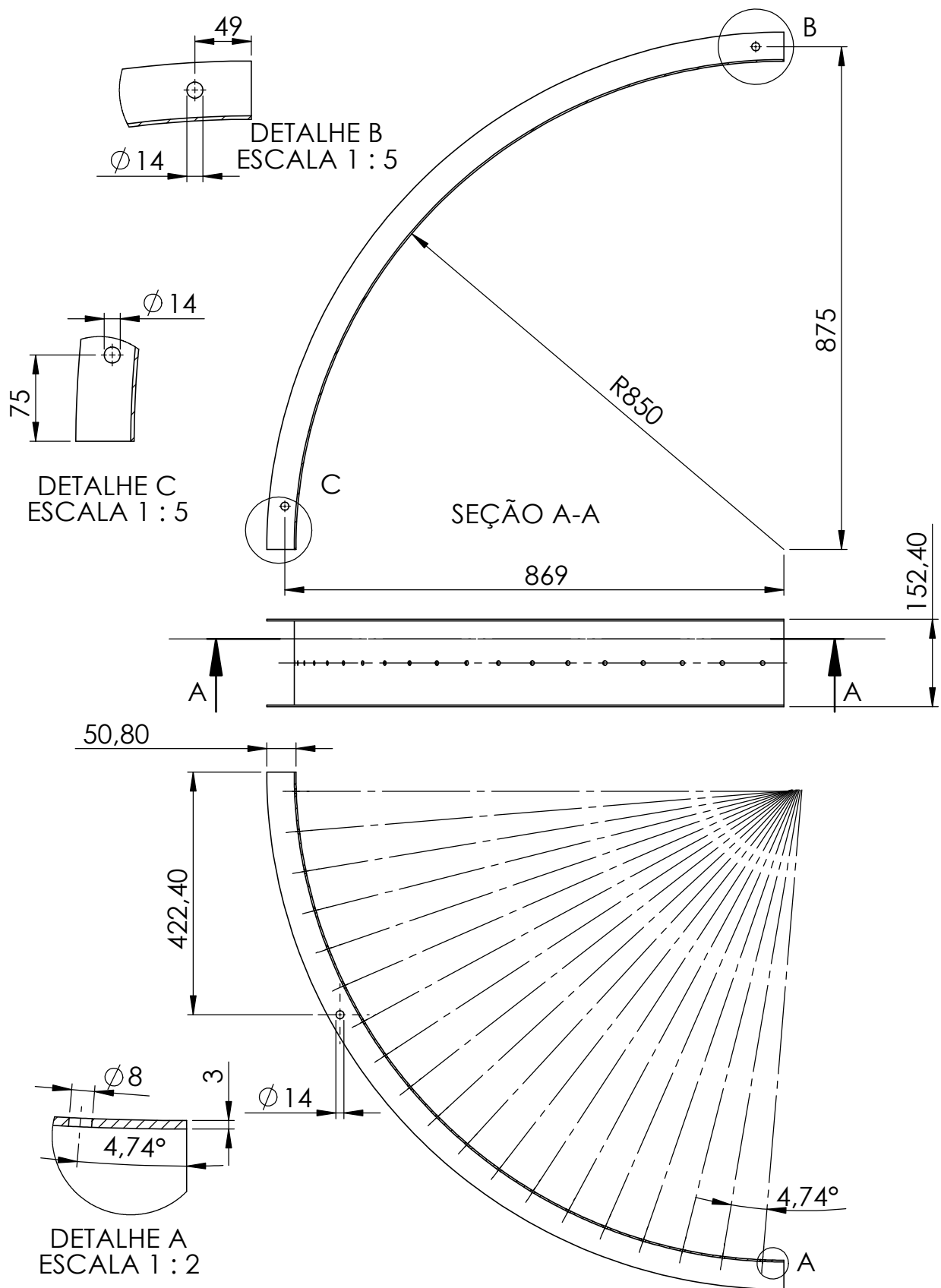
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Lateral P dir	Unidade: mm
Nº da Folha: 18/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:5
	Material: Udc 6" X 2" X 3.00mm	Qtd.: 4



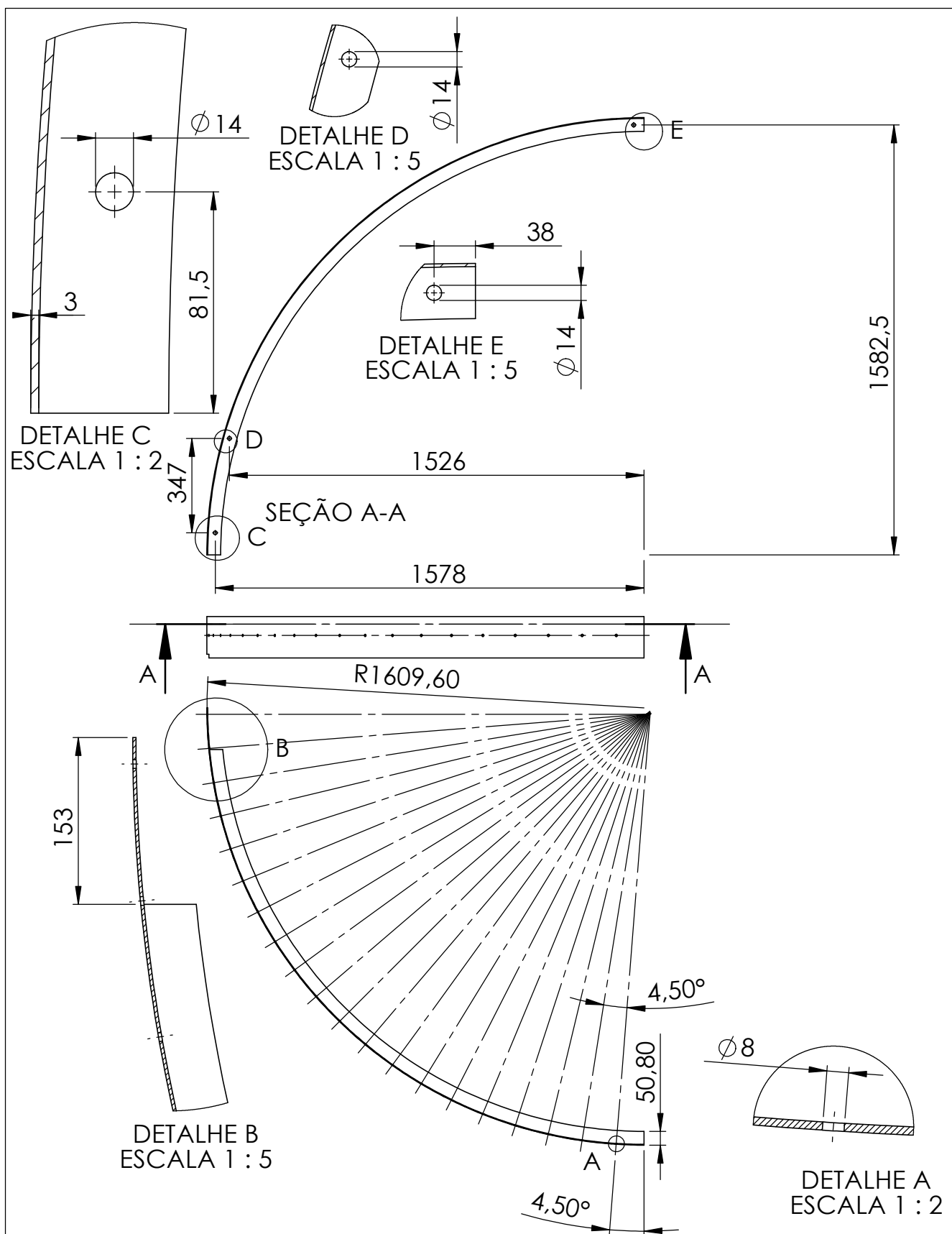


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Lateral P esq	Unidade: mm
Nº da Folha: 19/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:3
	Material: Udc 6" X 2" X 3.00mm	Qtd.: 4

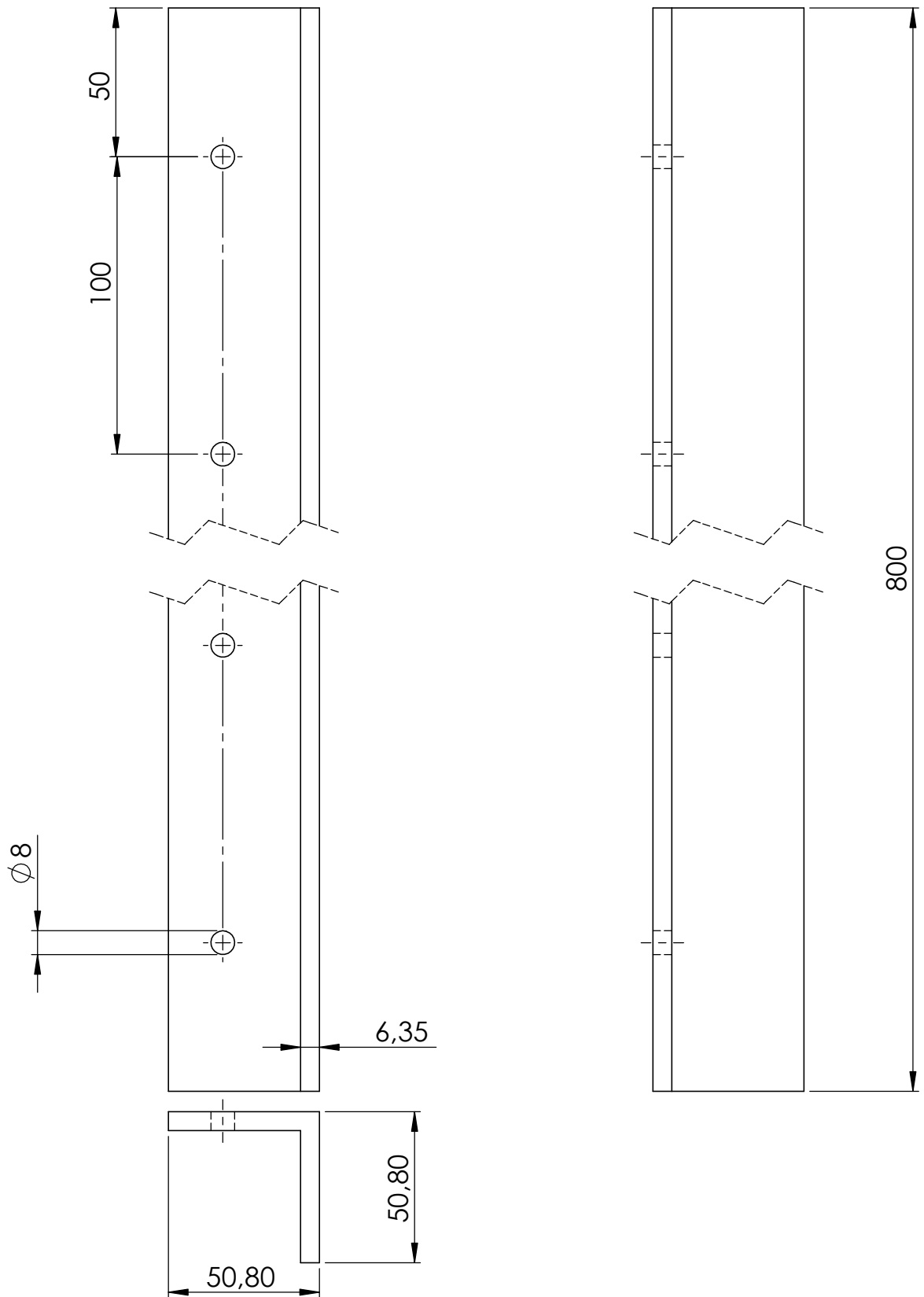


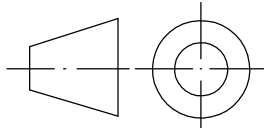


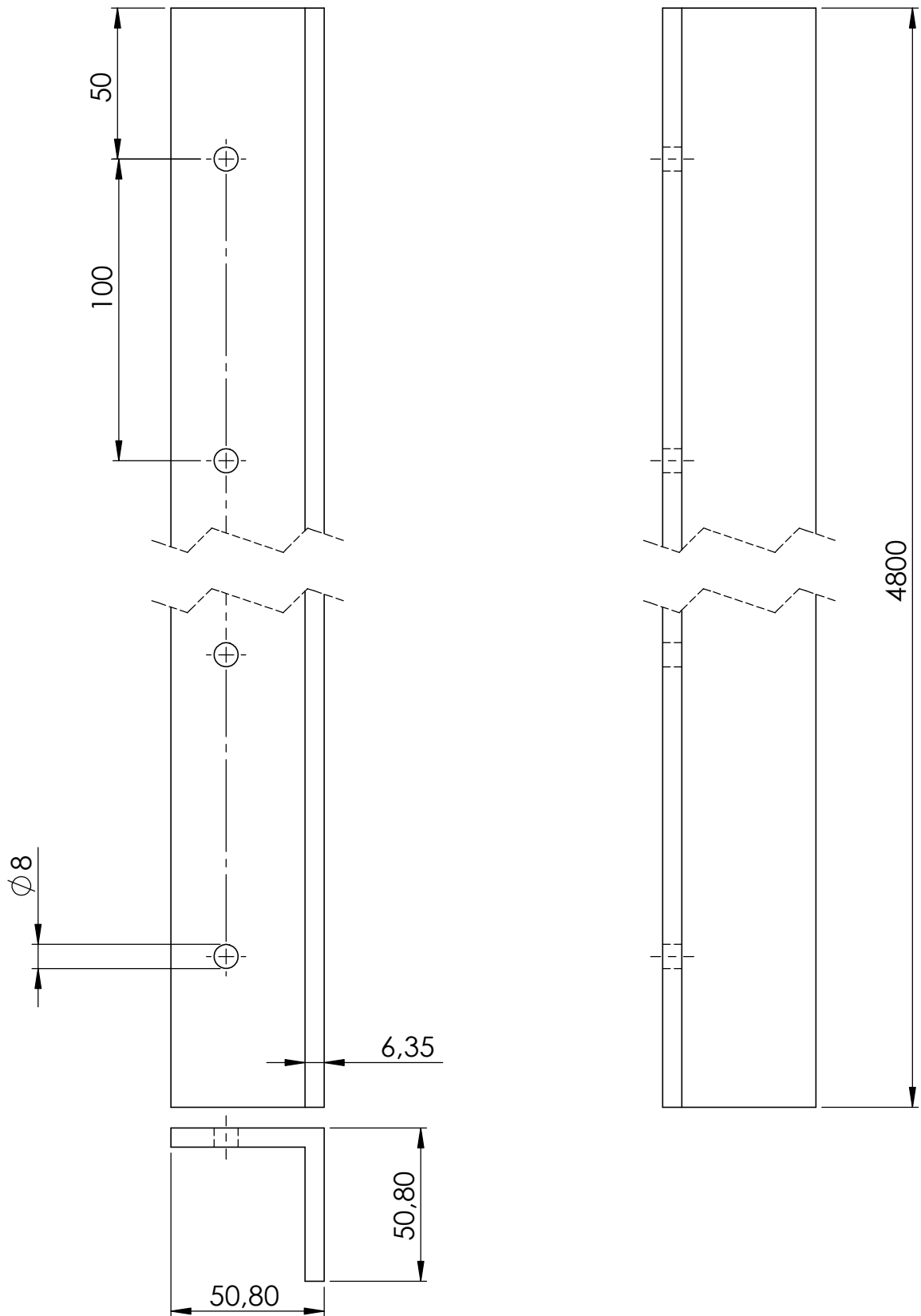
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Lateral C dir	Unidade: mm
Nº da Folha: 21/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:10
	Material: Udc 6" X 2" X 3.00mm	Qtd.: 1

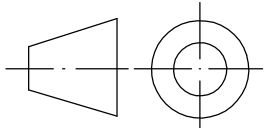


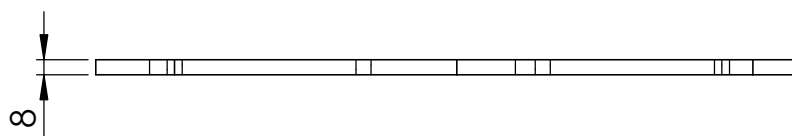
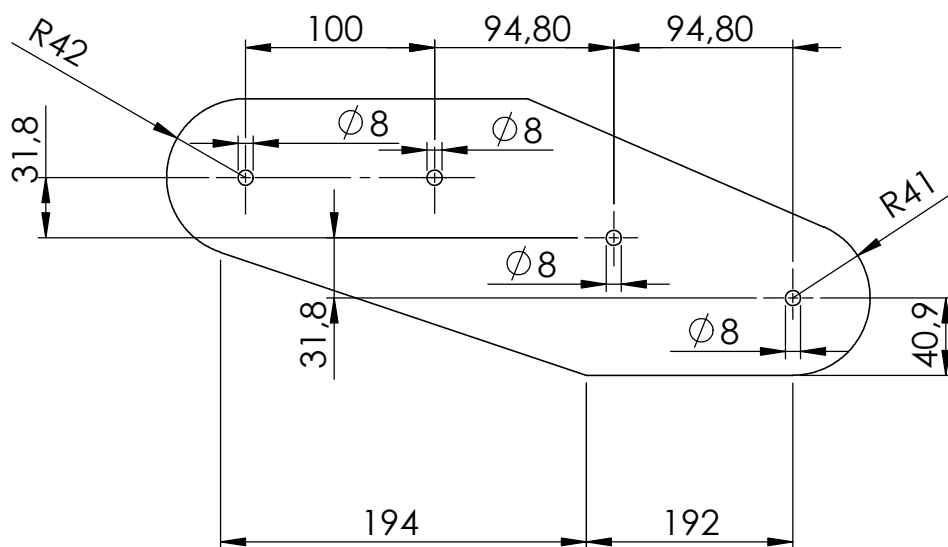
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Lateral C esq	Unidade: mm
Nº da Folha: 22/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:20
	Material: Udc 6" X 2" X 3.00mm	Qtd.: 1



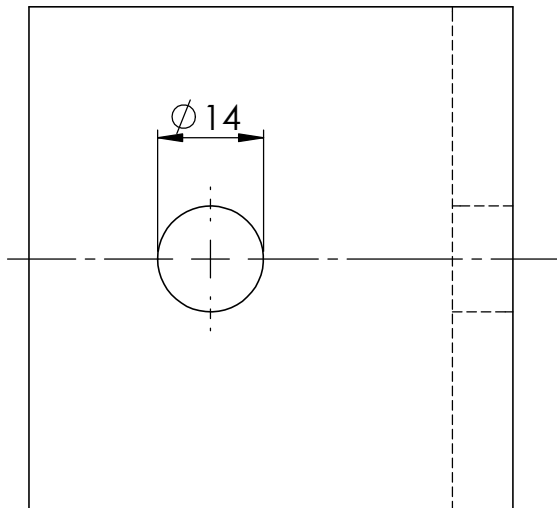
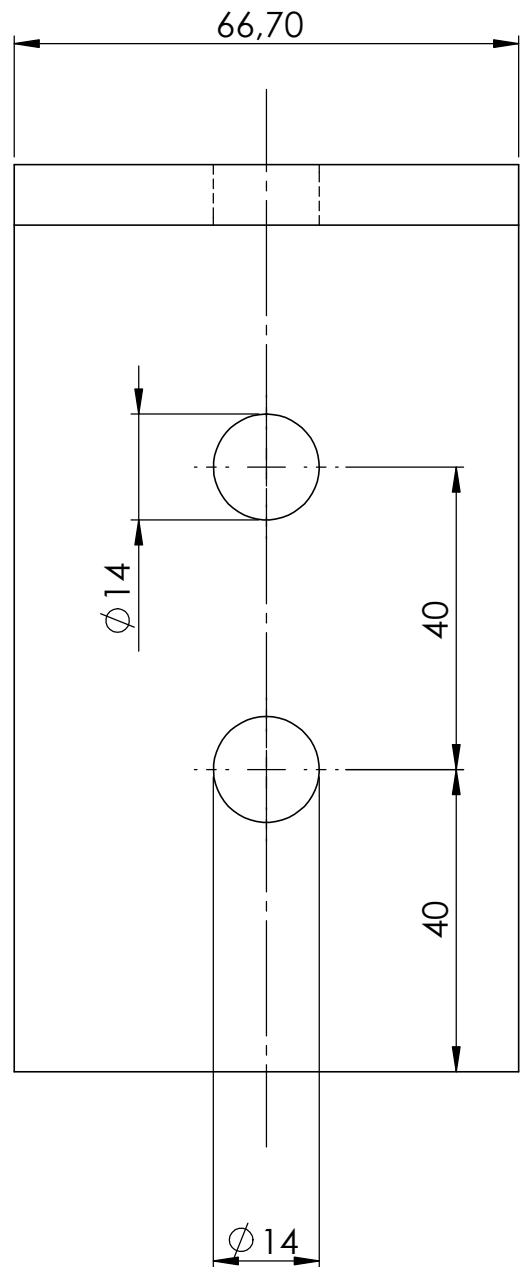
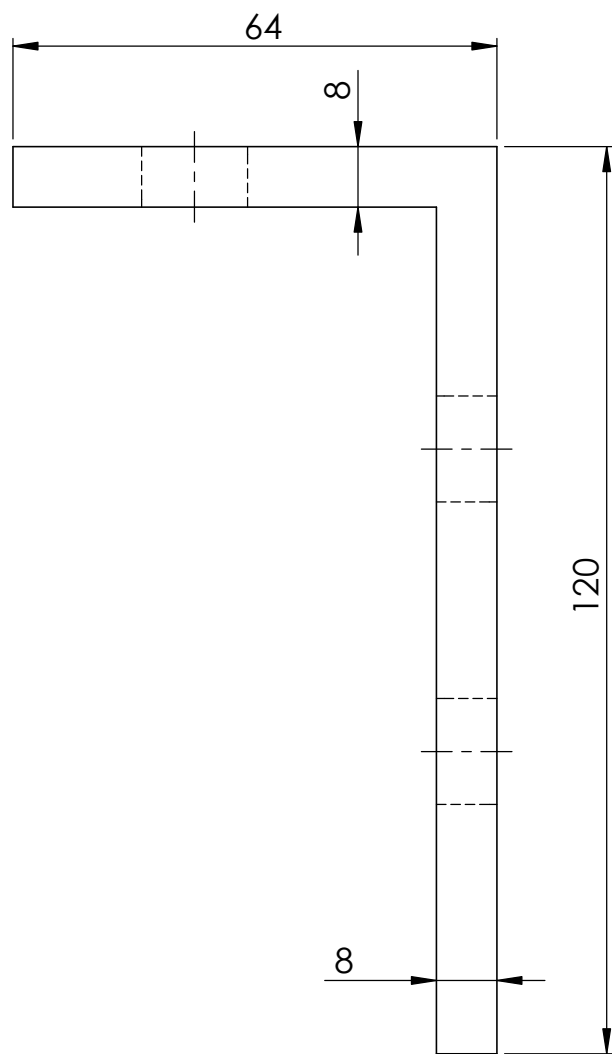
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Lateral B	Unidade: mm
Nº da Folha: 23/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: Cantoneira 2 X 1/4	Qtd.: 2



UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Lateral M	Unidade: mm
Nº da Folha: 24/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Cantoneira 2 X 1/4	Escala: 1:2 Qtd.: 2

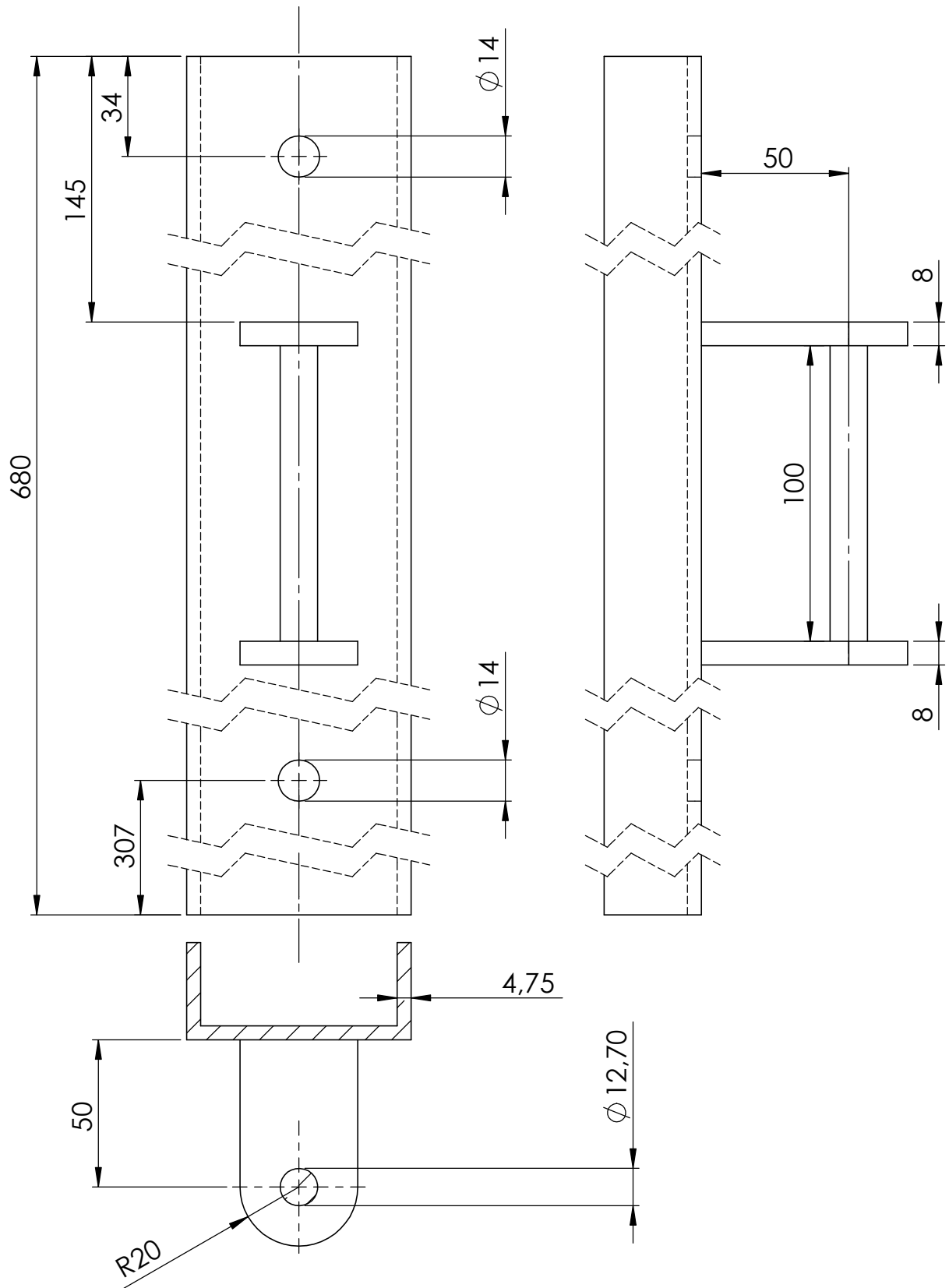


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Extensor	Unidade: mm
Nº da Folha: 25/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Chapa de aço 8,00 fina quente	Escala: 1:2 Qtd.: 2

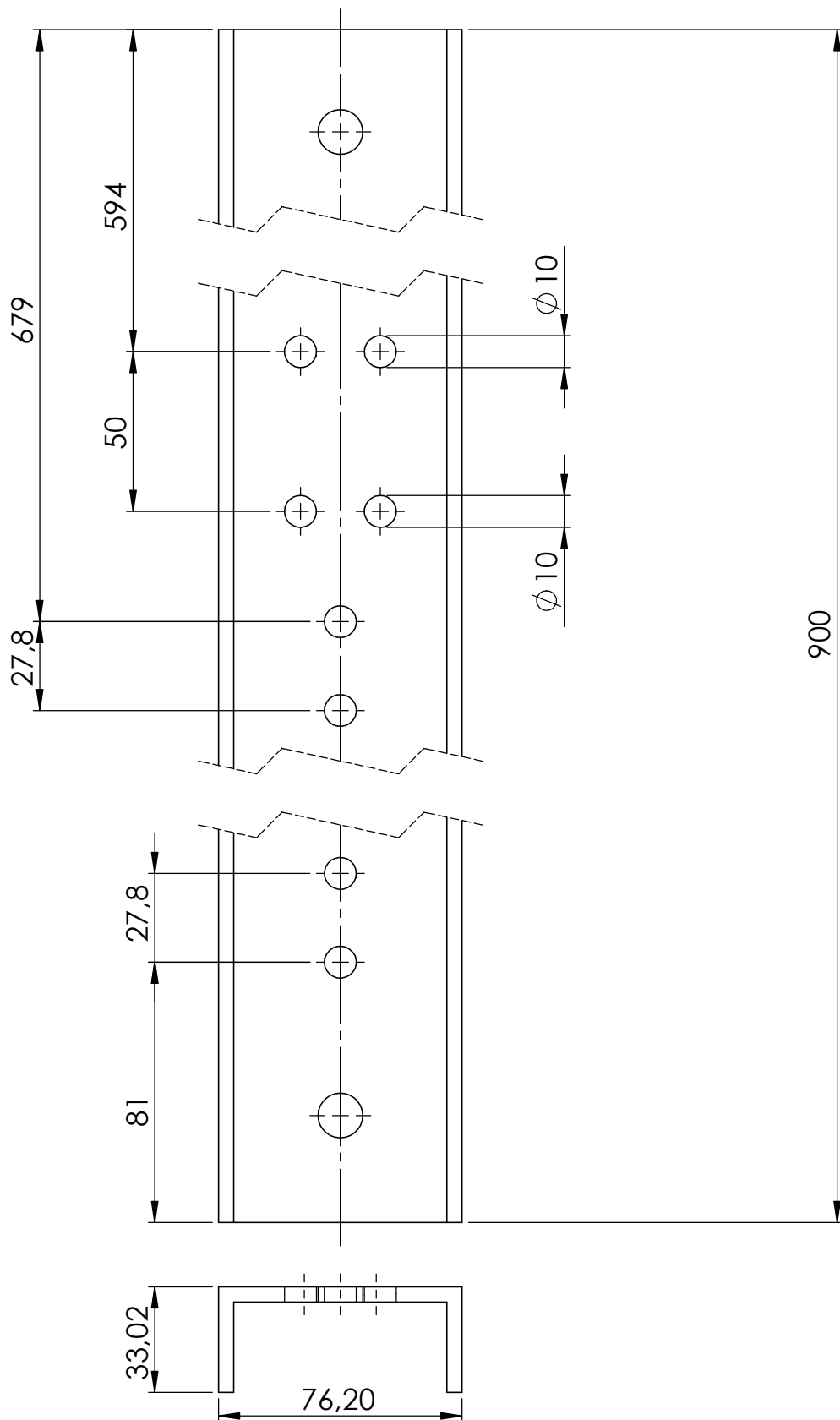


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Joelho	Unidade: mm
Nº da Folha: 26/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:1
	Material: chapa de aço 8,00 fina quente	Qtd.: 78

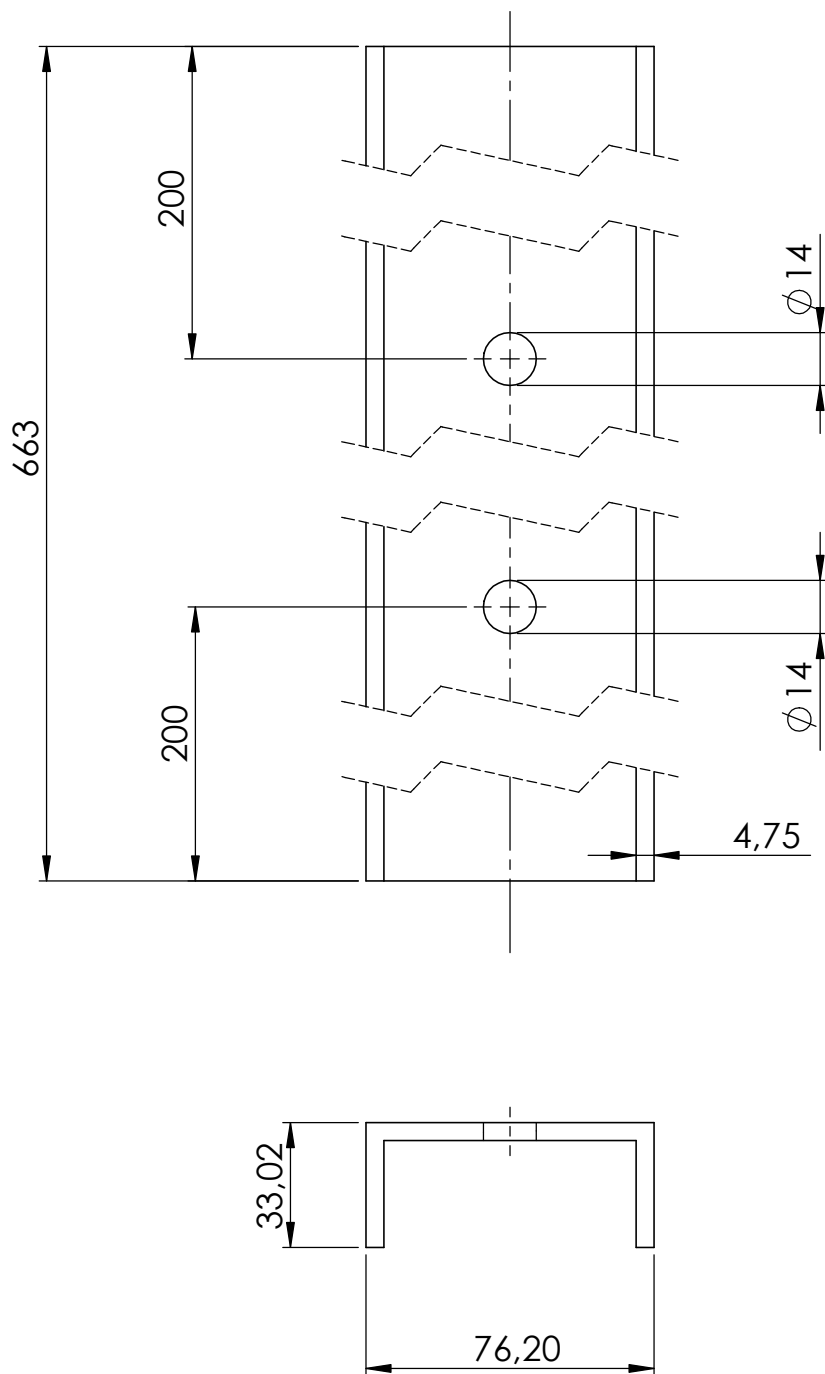




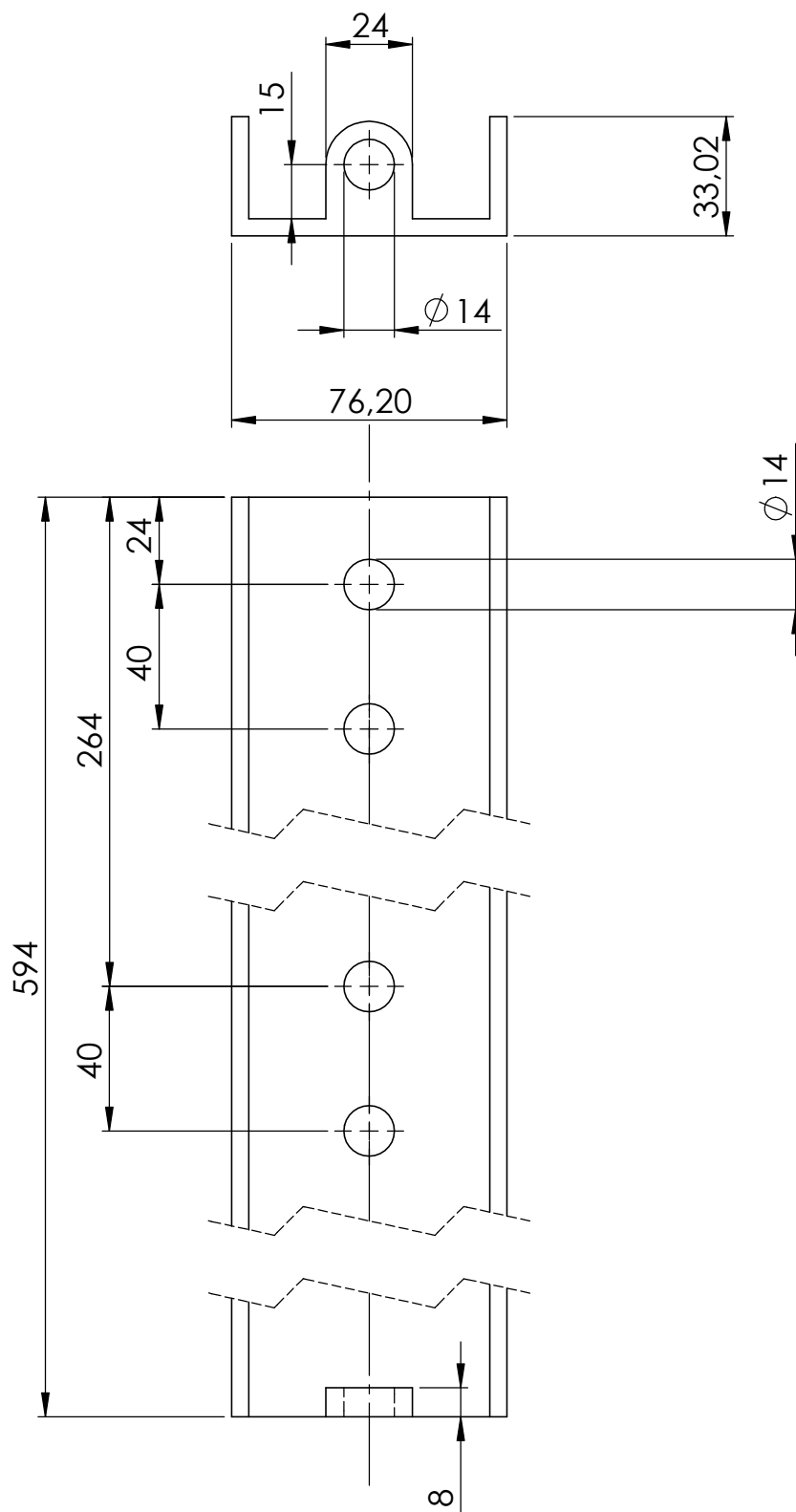
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Batente e maçaneta	Unidade: mm
Nº da Folha: 27/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Escala: 1:2 Qtd.: 2




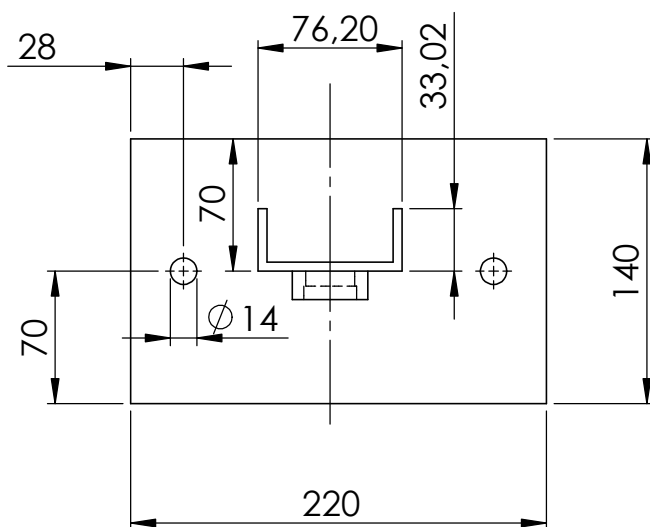
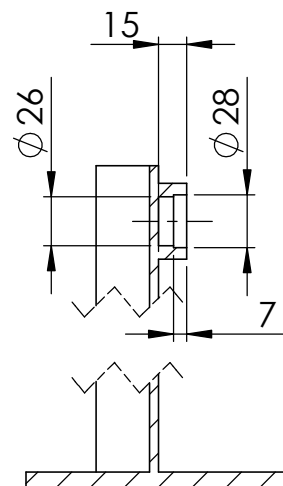
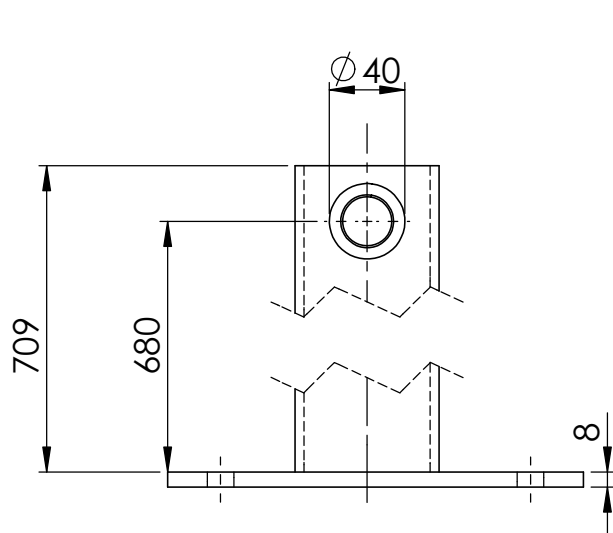
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Apoio 1	Unidade: mm
Nº da Folha: 28/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Qtd.: 29



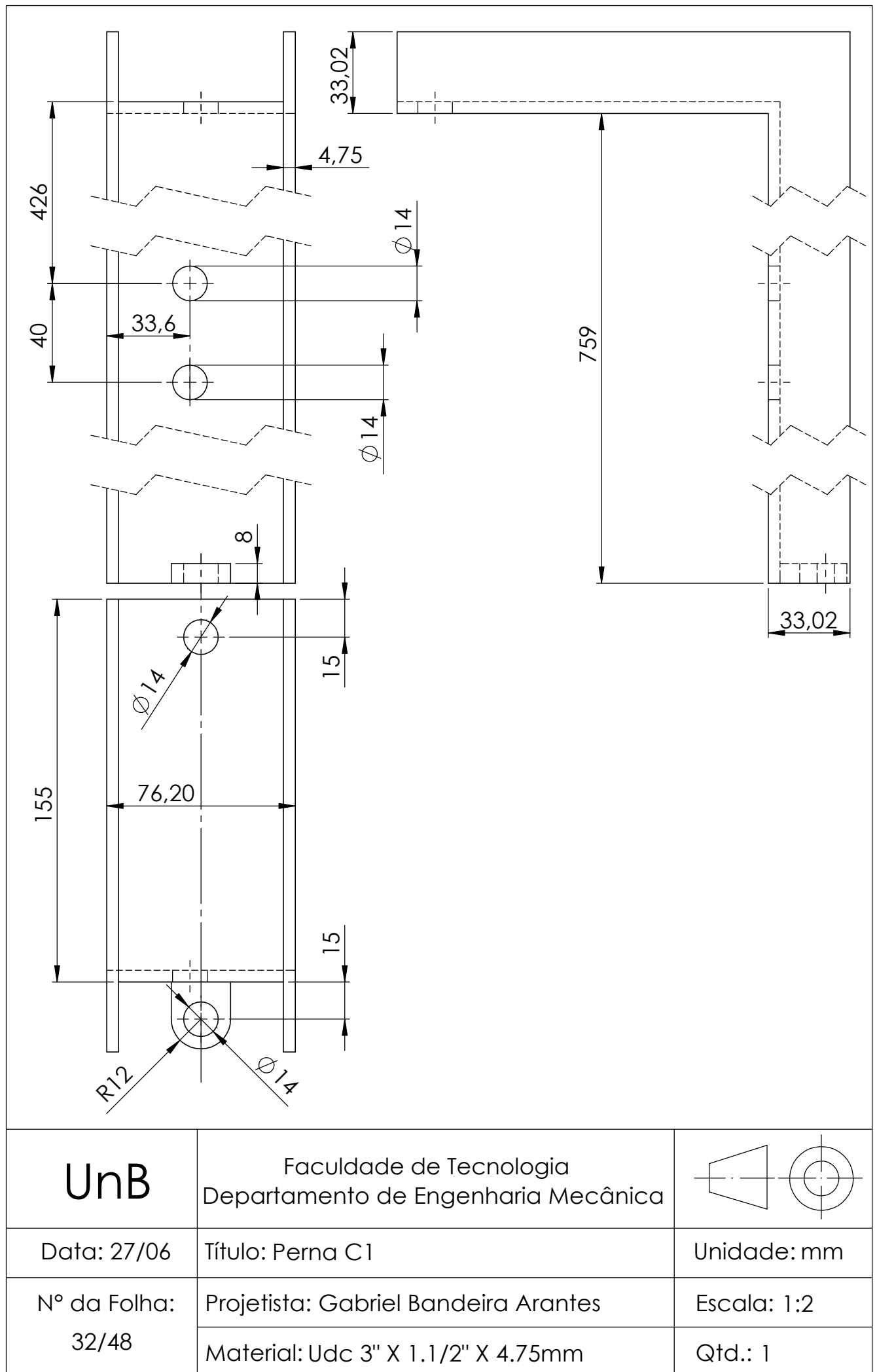
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Apoio 2	Unidade: mm
Nº da Folha: 29/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Qtd.: 6

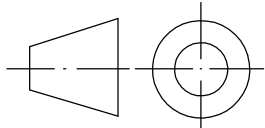


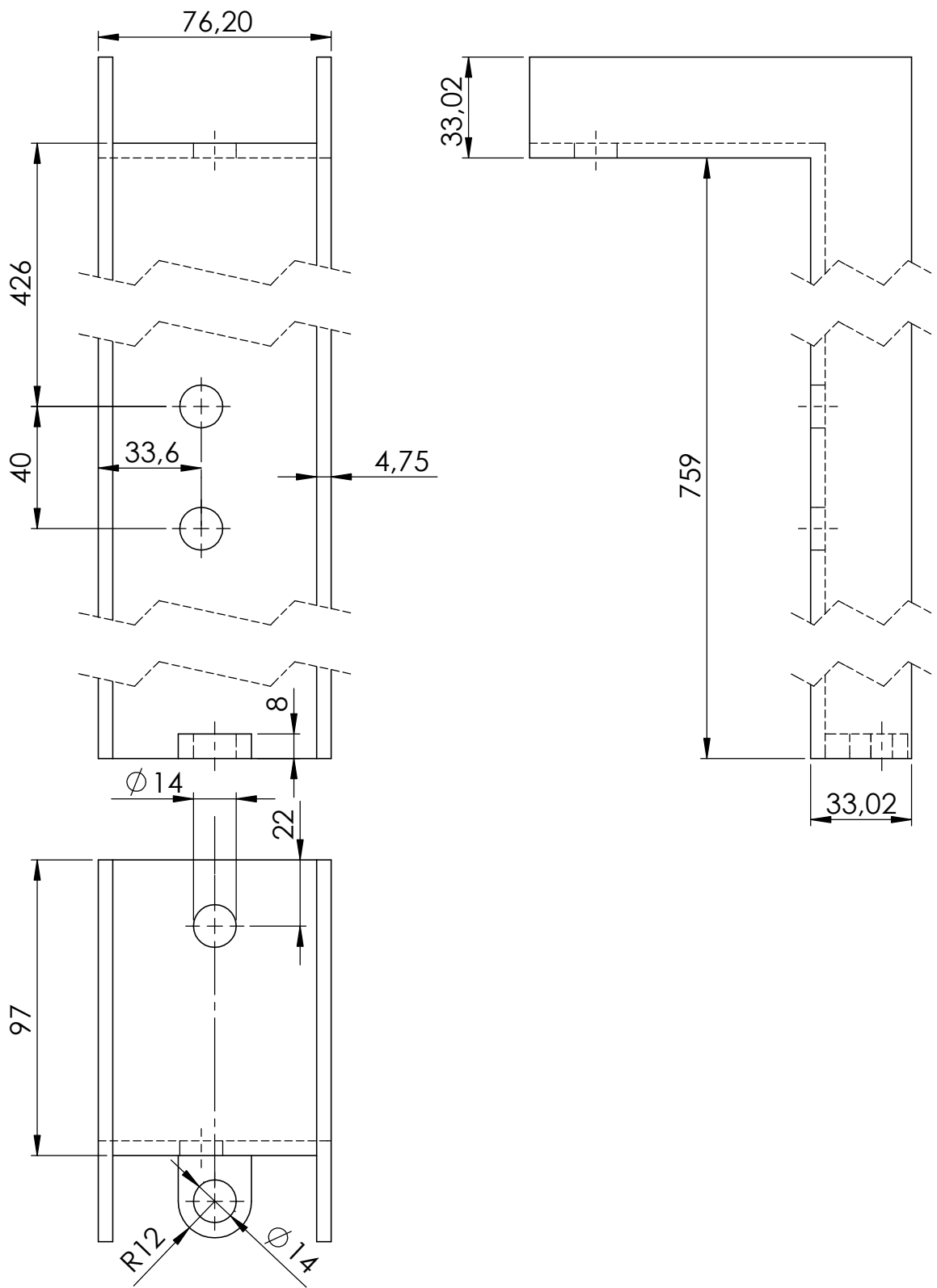
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna P	Unidade: mm
Nº da Folha: 30/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Escala: 1:2 Qtd.: 32

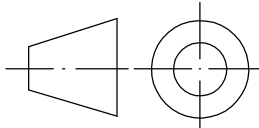


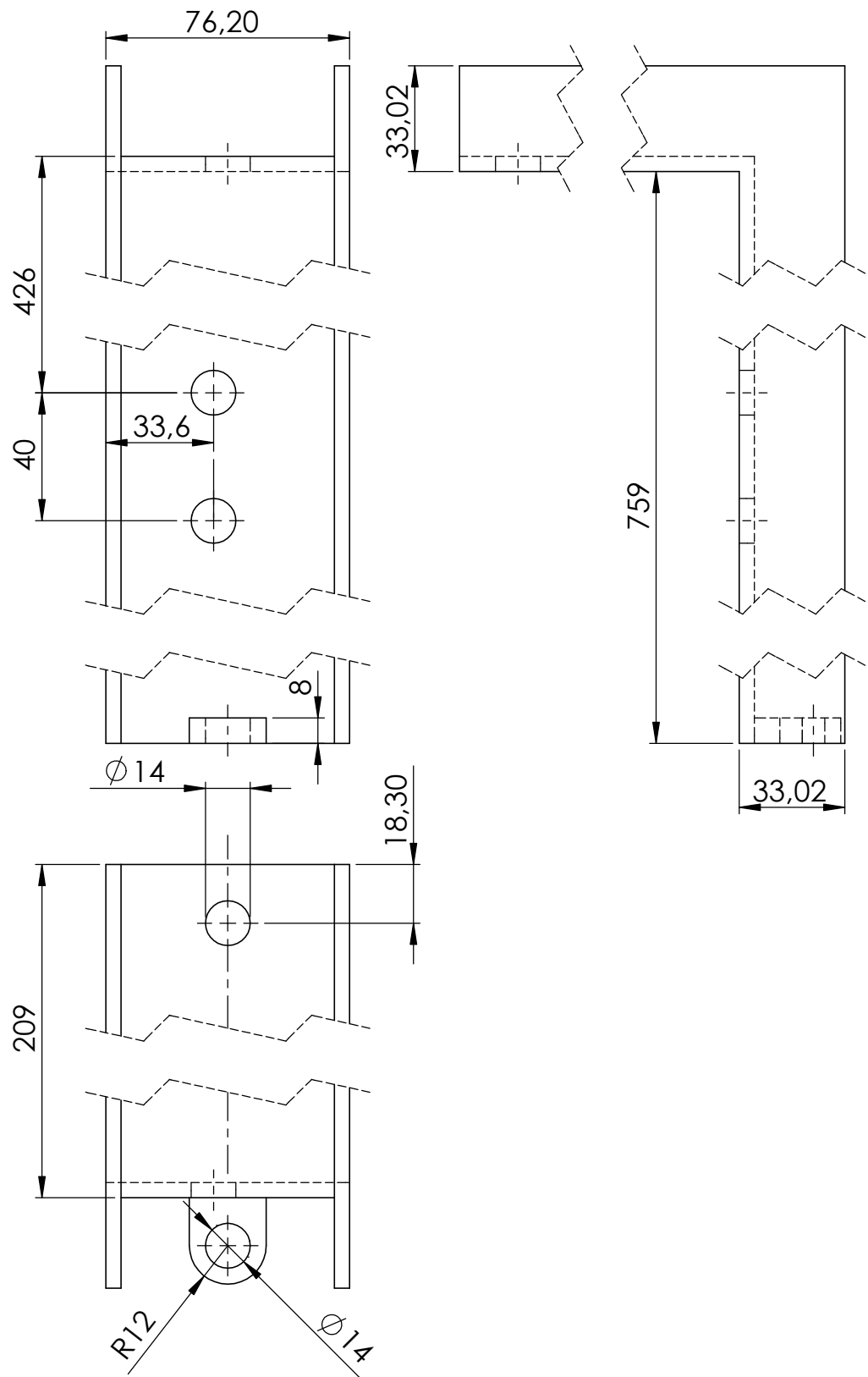
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna IN	Unidade: mm
Nº da Folha: 31/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm; chpa de aço 8.00 fina quente	Escala: 1:3 Qtd.: 2

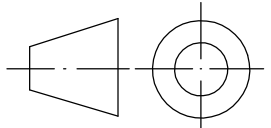


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna C1	Unidade: mm
Nº da Folha: 32/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Qtd.: 1

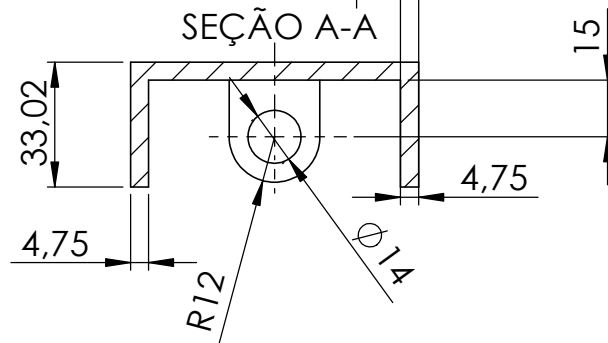
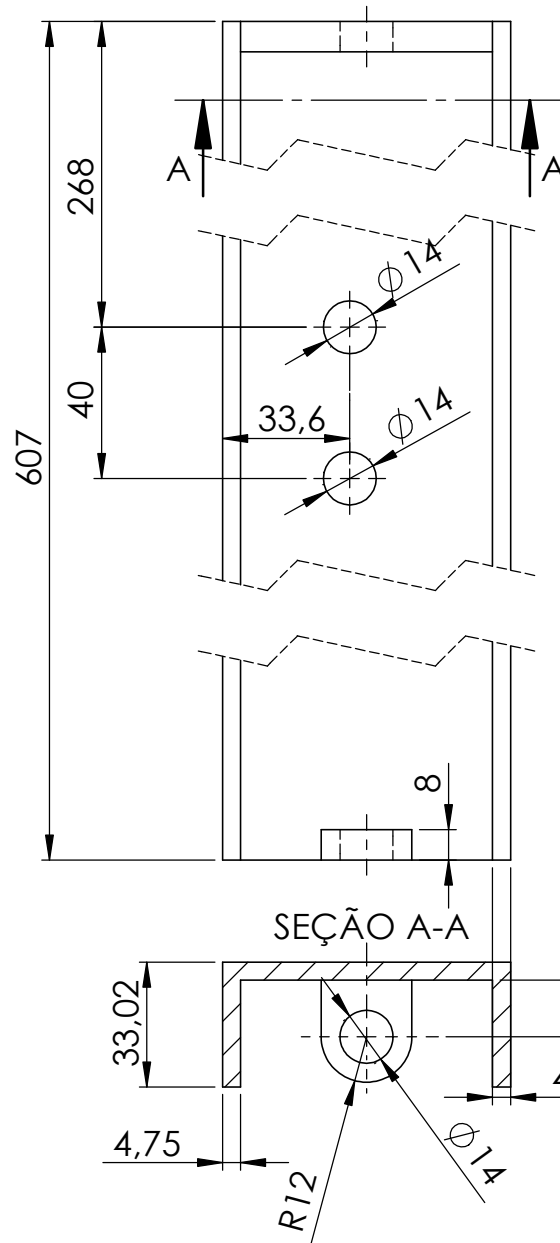
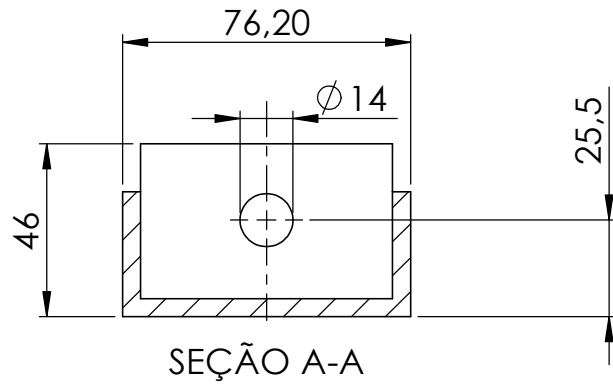


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna C2	Unidade: mm
Nº da Folha: 33/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Escala: 1:2 Qtd.: 1

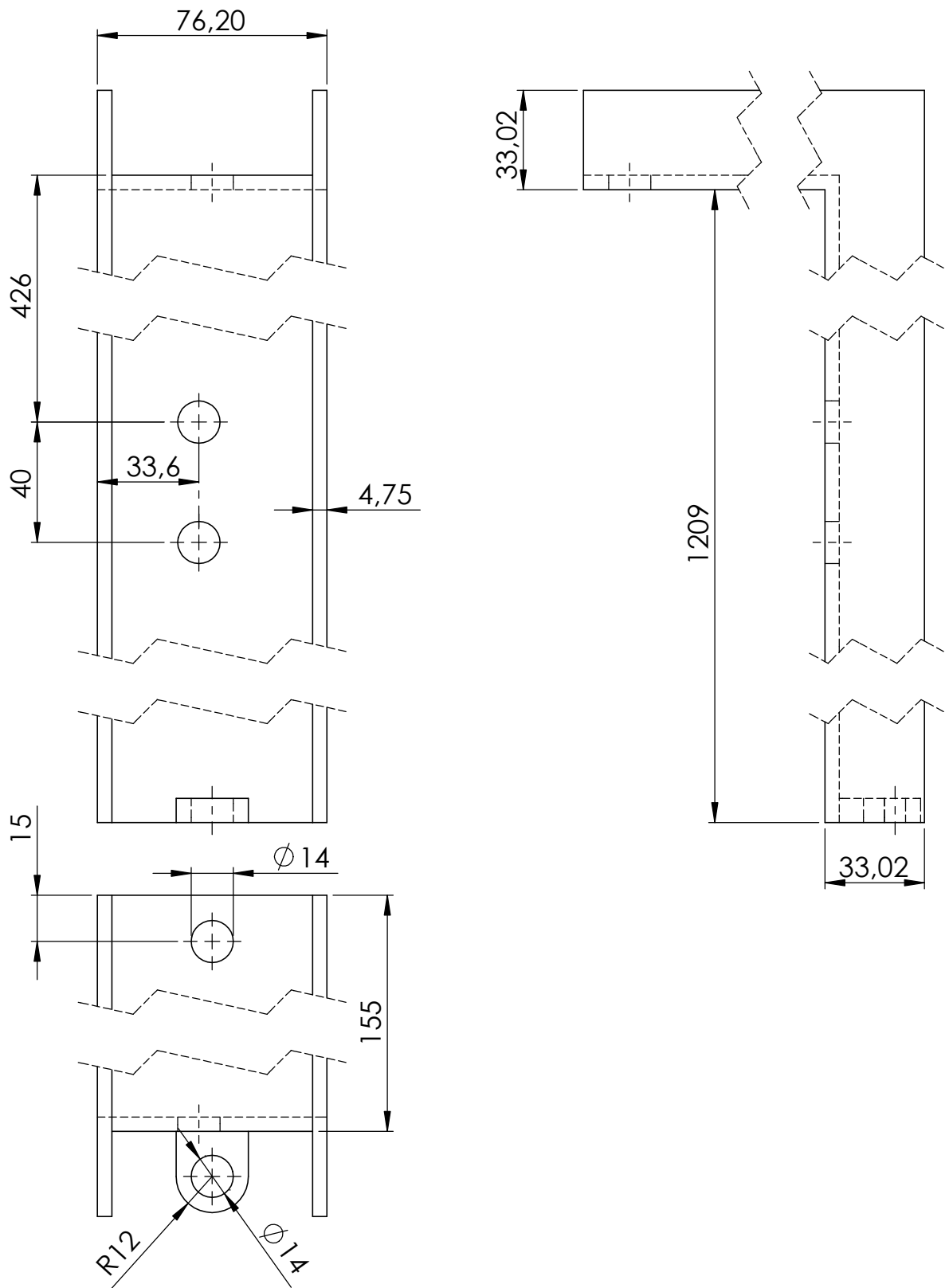


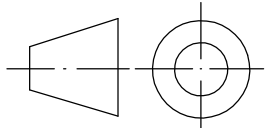
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna C3	Unidade: mm
Nº da Folha: 34/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Escala: 1:2 Qtd.: 1

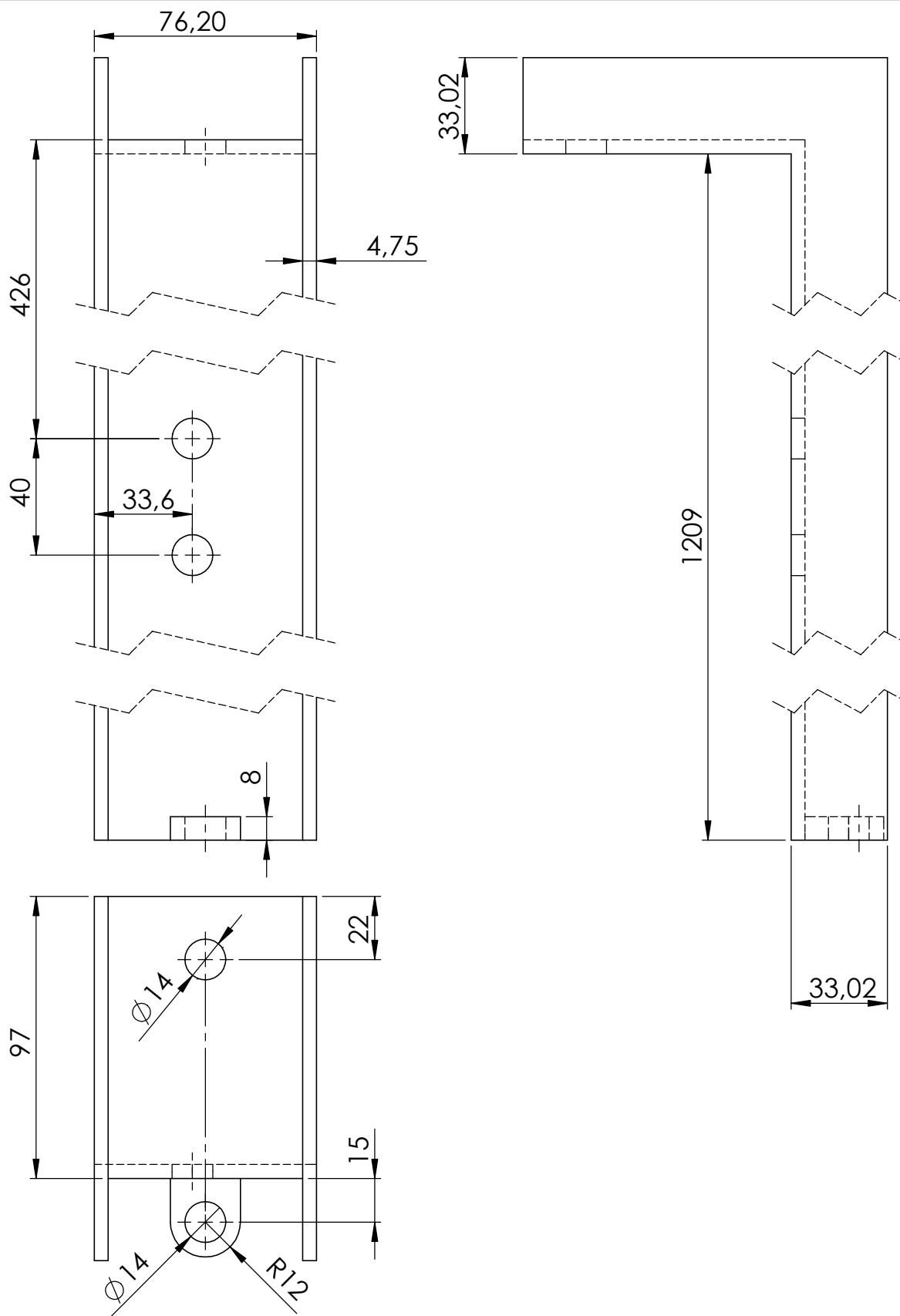




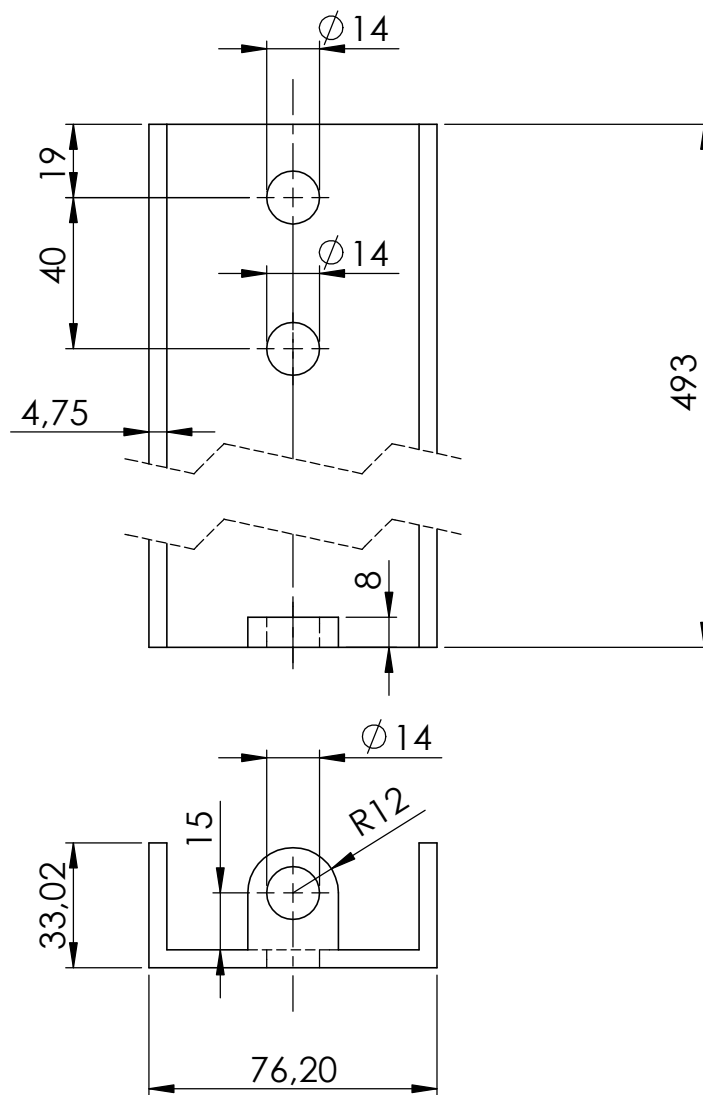
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna C4	Unidade: mm
Nº da Folha: 35/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Escala: 1:2 Qtd.: 1



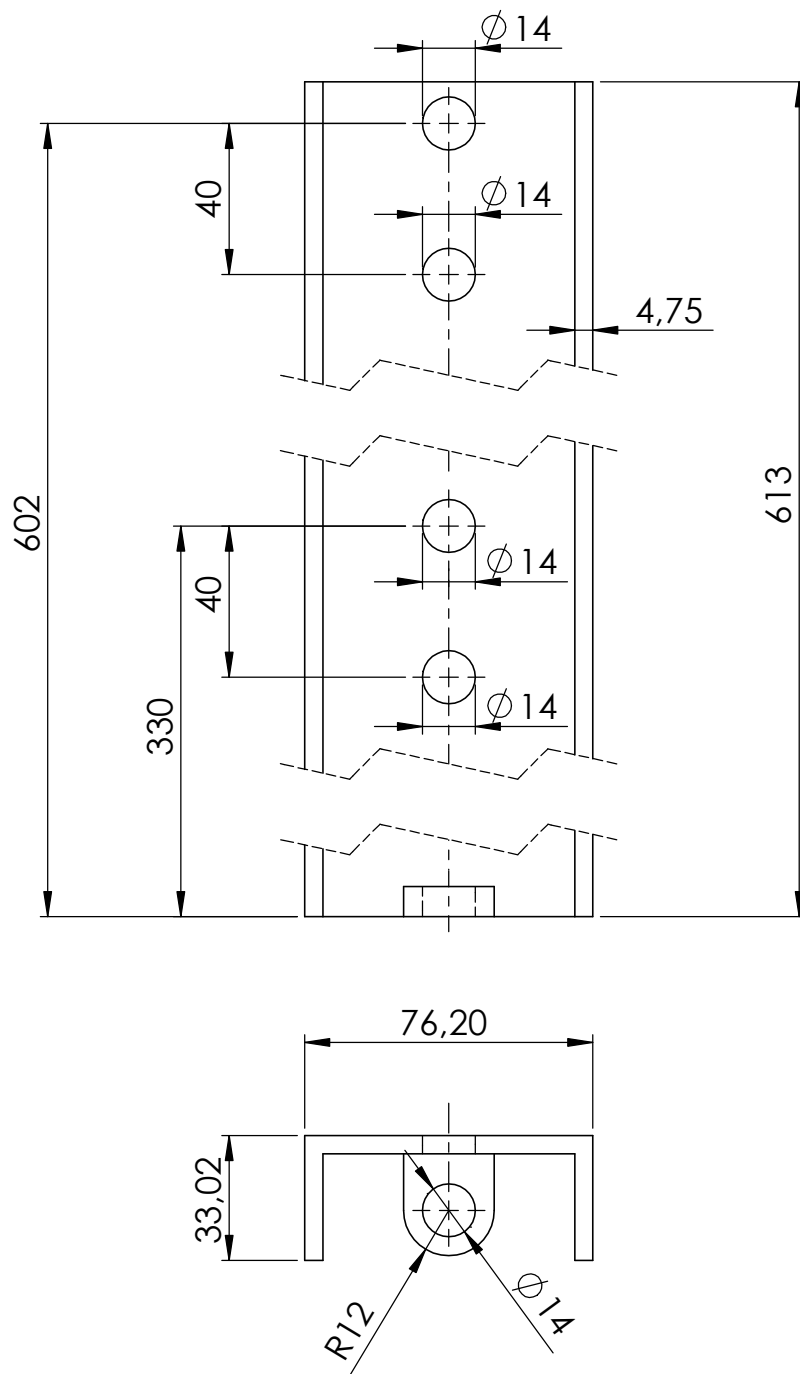
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna C5	Unidade: mm
Nº da Folha: 36/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Escala: 1:2 Qtd.: 1



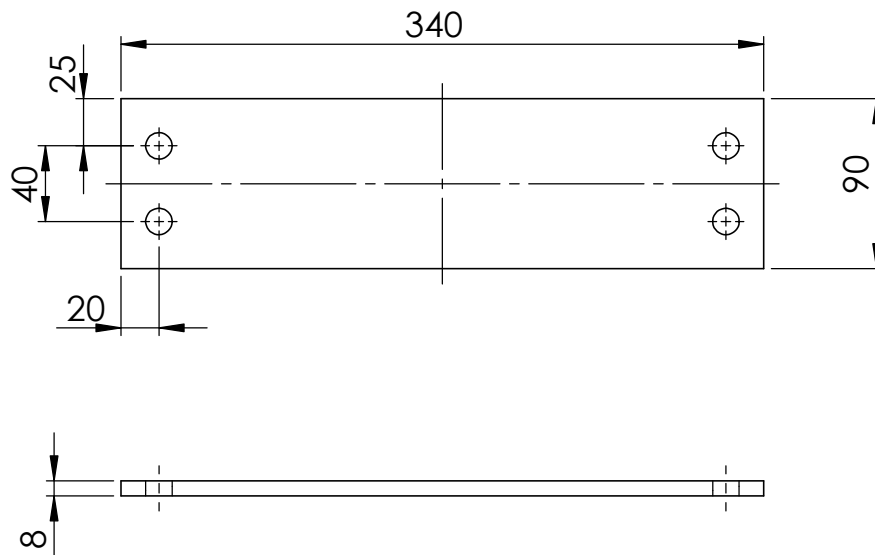
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna C6	Unidade: mm
Nº da Folha: 37/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Qtd.: 1

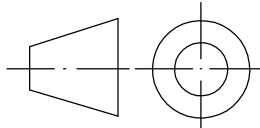


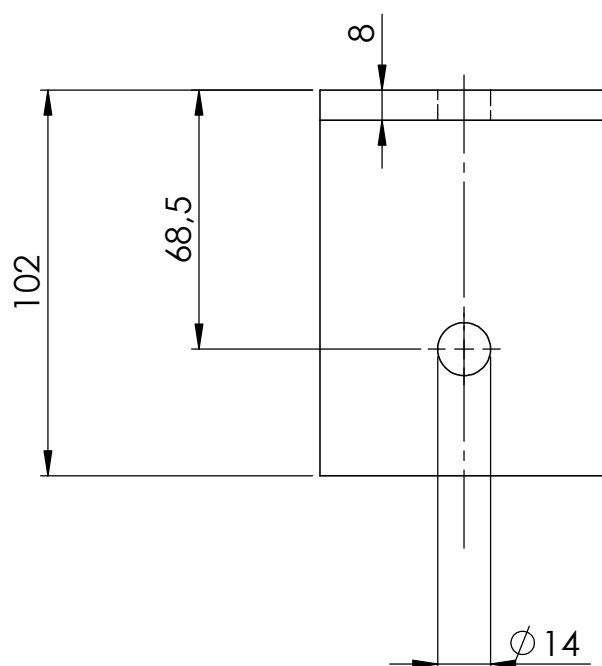
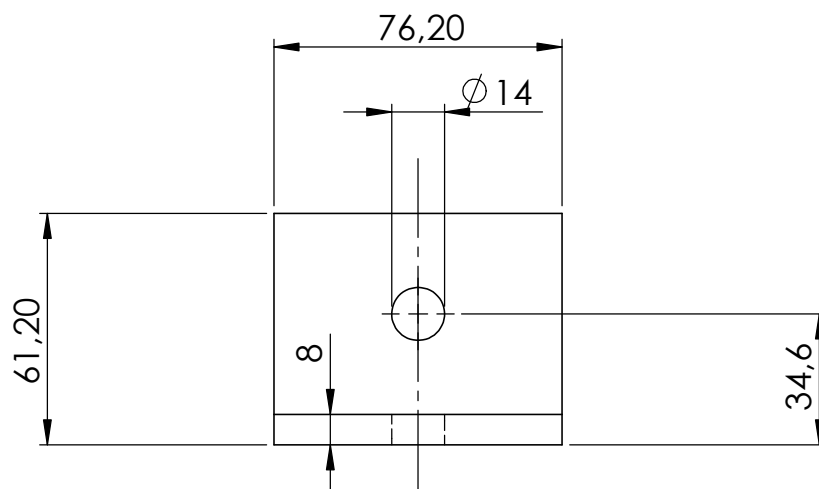
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna B	Unidade: mm
Nº da Folha: 38/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Qtd.: 4



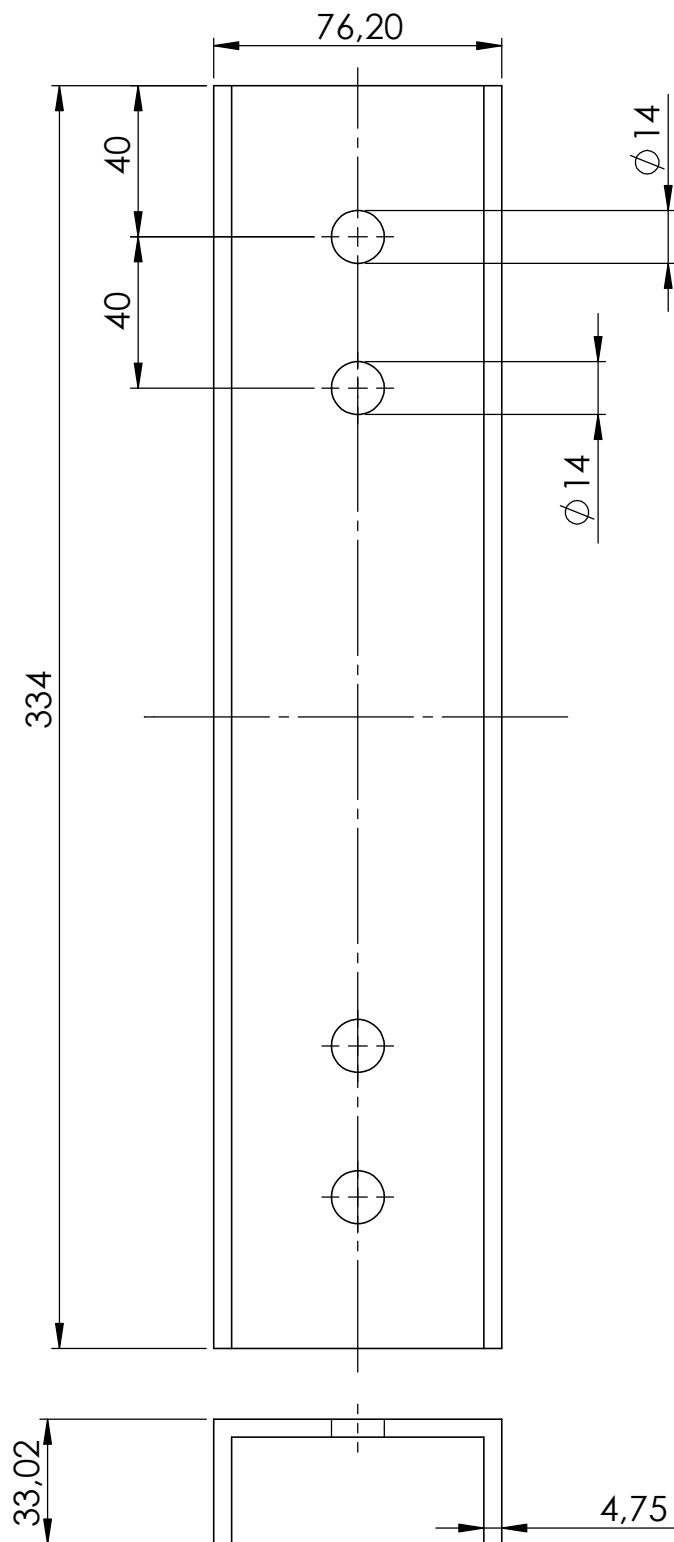
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Perna M	Unidade: mm
Nº da Folha: 39/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Escala: 1:2 Qtd.: 12



UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Junta	Unidade: mm
Nº da Folha: 40/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: chapa de aço 8,00 fina quente	Escala: 1:4 Qtd.: 14

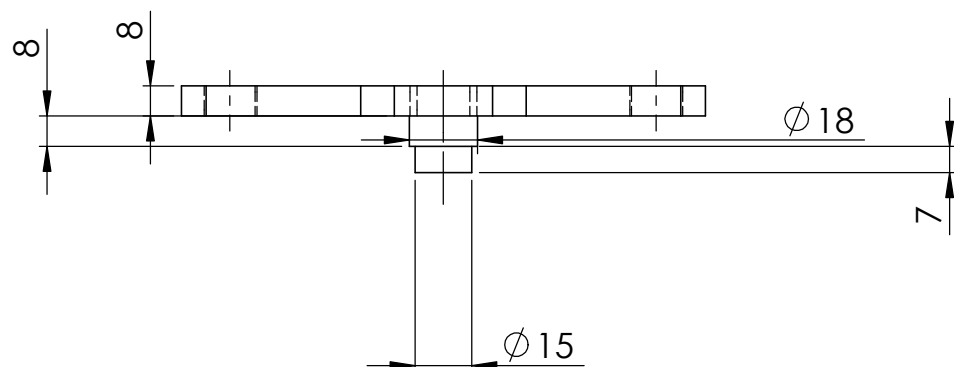
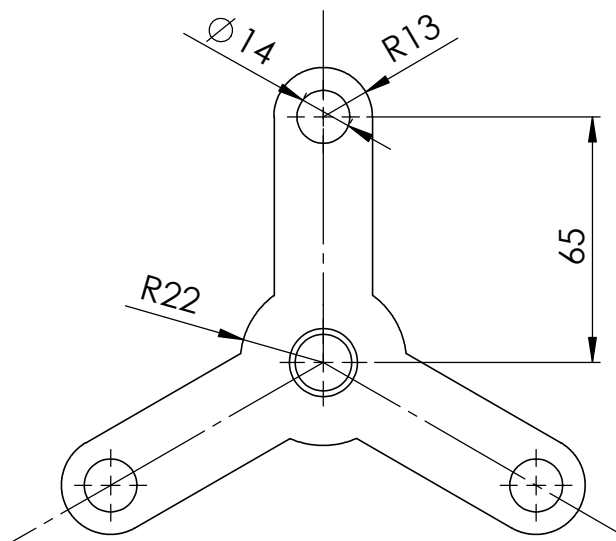


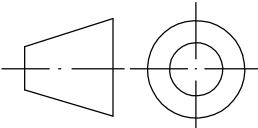
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Junta IN 1	Unidade: mm
Nº da Folha: 41/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: chapa de aço 8,00 fina quente	Escala: 1:2 Qtd.: 4

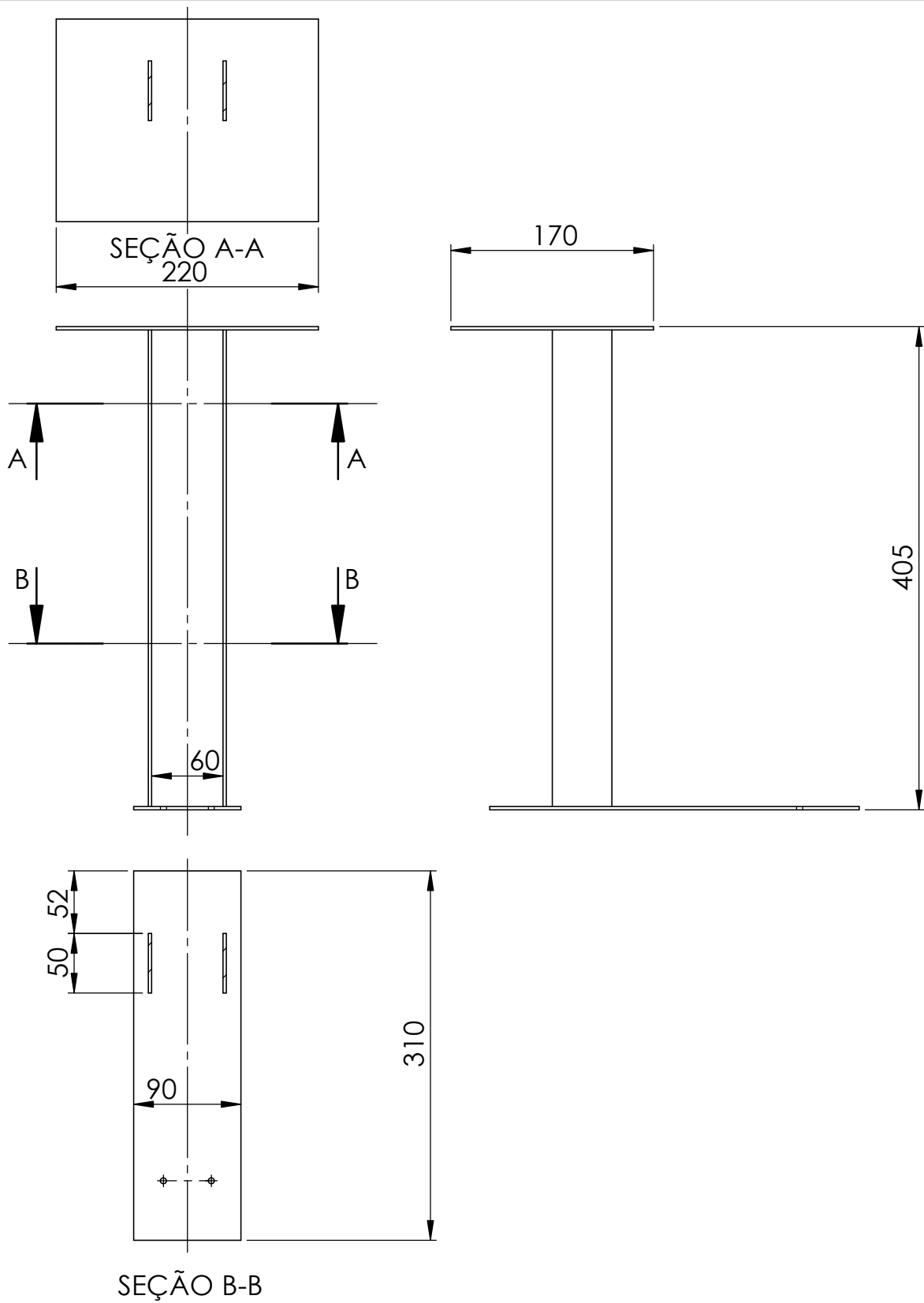


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Junta IN 2	Unidade: mm
Nº da Folha: 42/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: Udc 3" X 1.1/2" X 4.75mm	Qtd.: 4

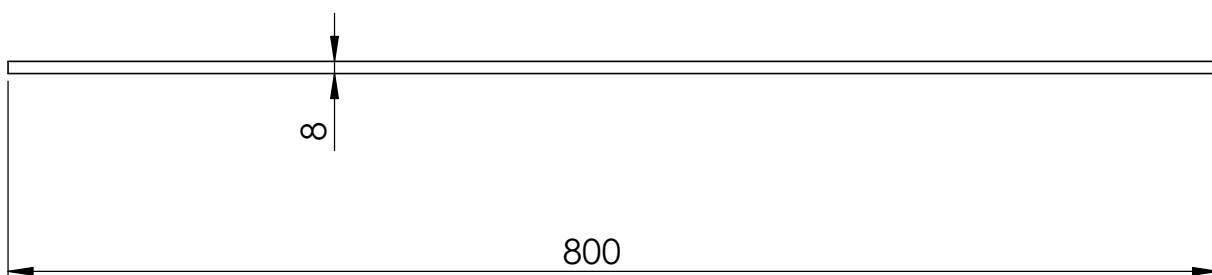
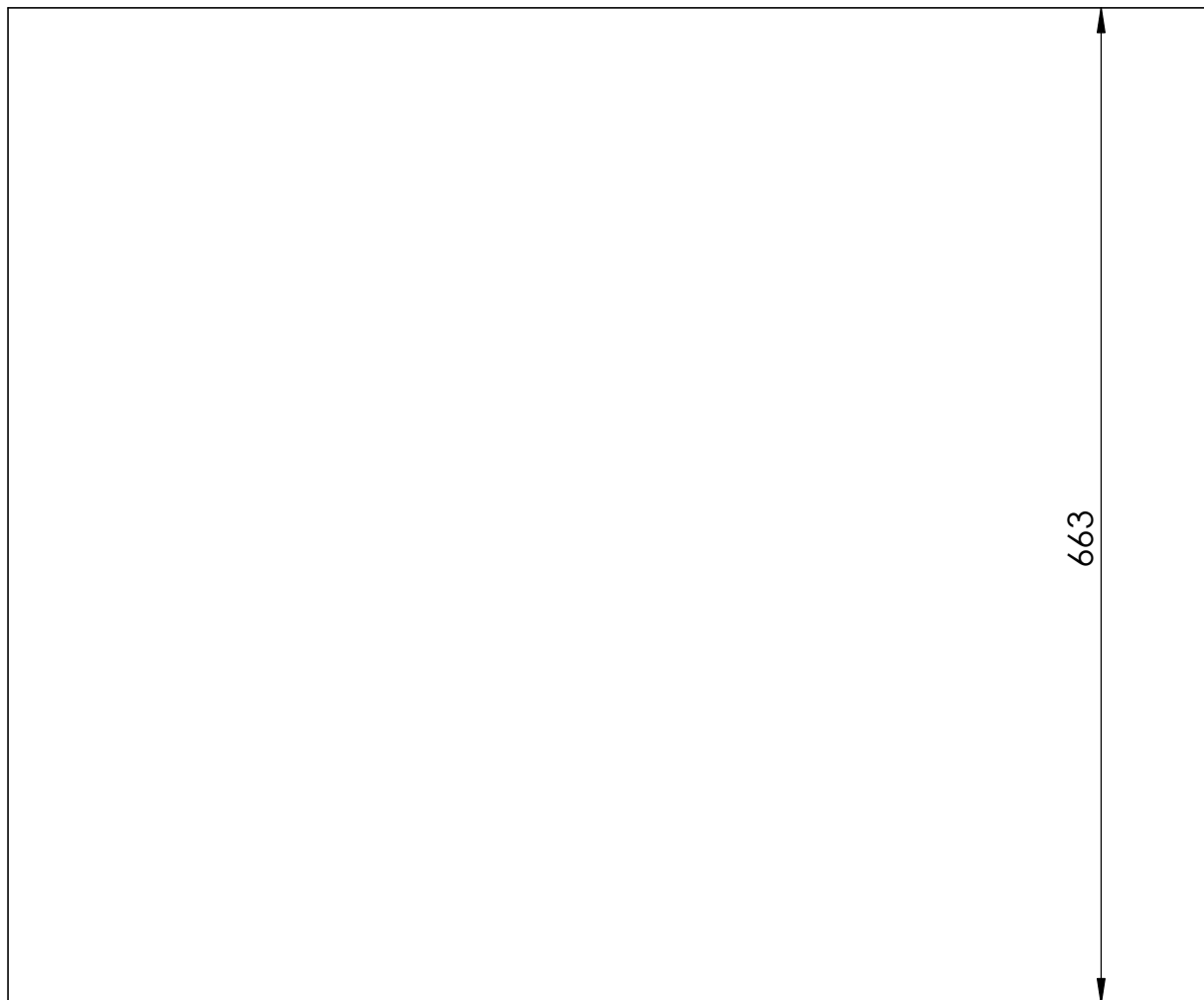


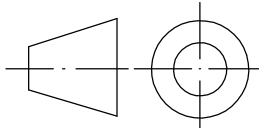


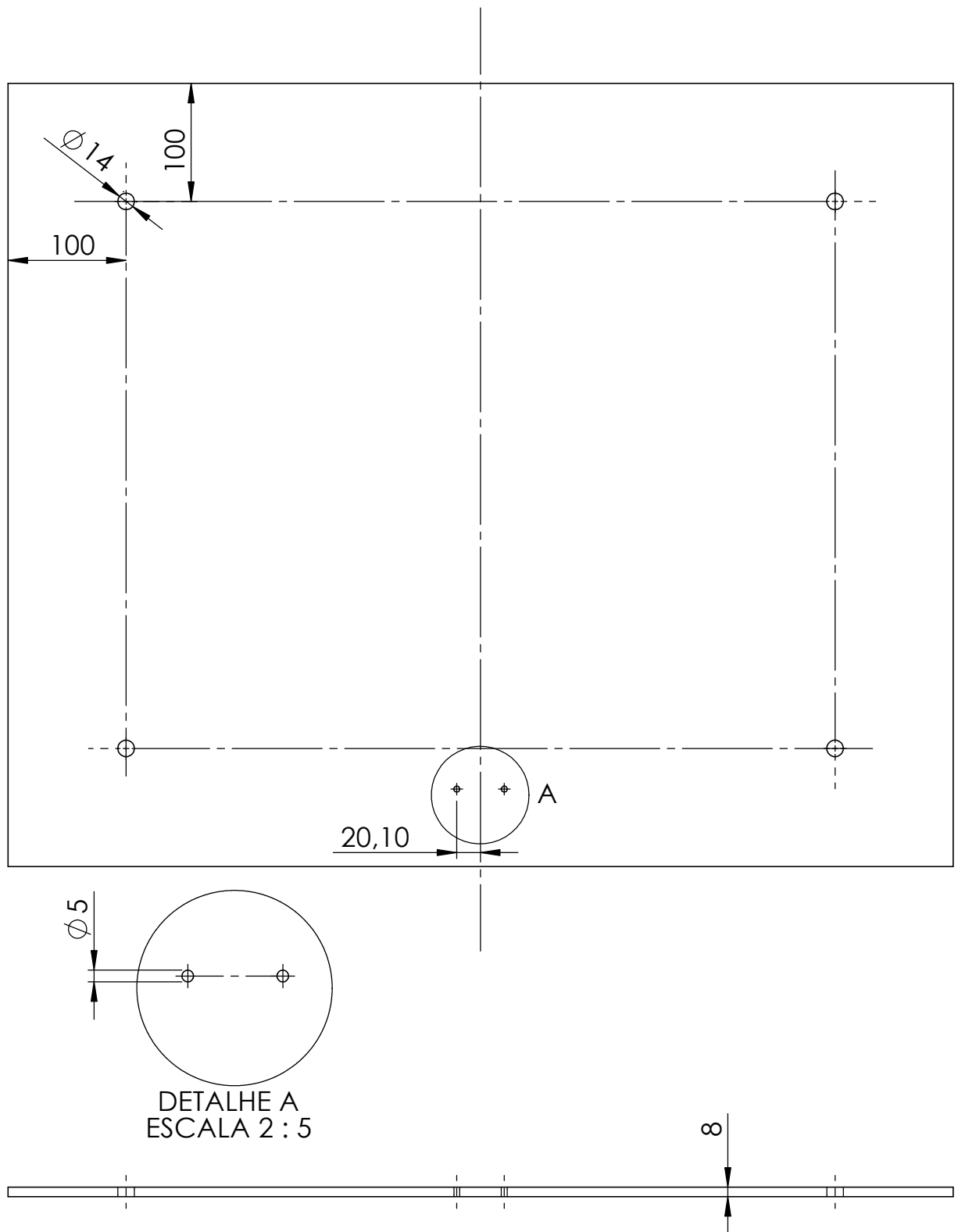
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Suporte rolamento	Unidade: mm
Nº da Folha: 43/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: chapa de aço 8.00 fina quente	Qtd.: 2



UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Suporte indicador	Unidade: mm
Nº da Folha: 44/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:2
	Material: chapa de aço 2,65 fina quente	Qtd.: 1

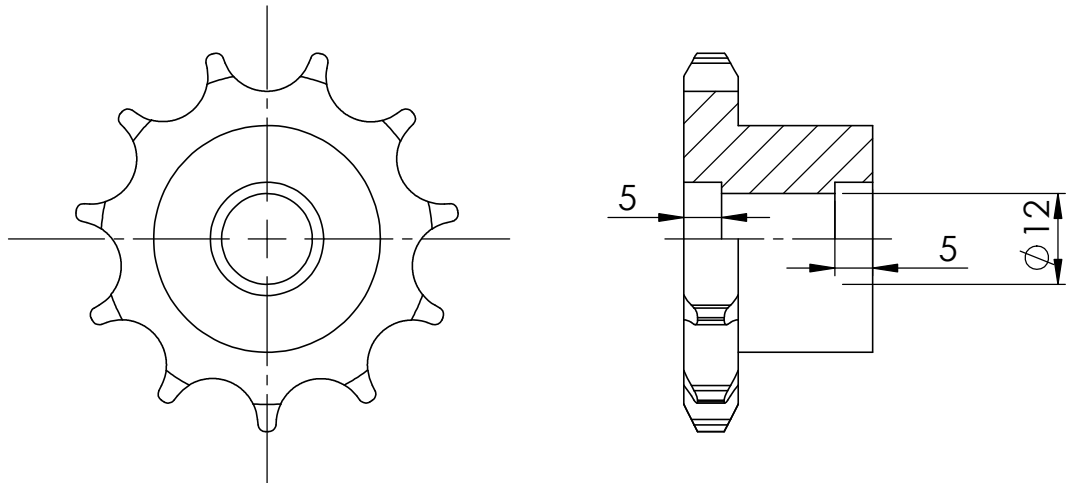


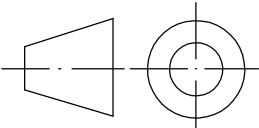
UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Mesa B1	Unidade: mm
Nº da Folha: 45/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:5
	Material: chapa de aço 8.00 fina quente	Qtd.: 1

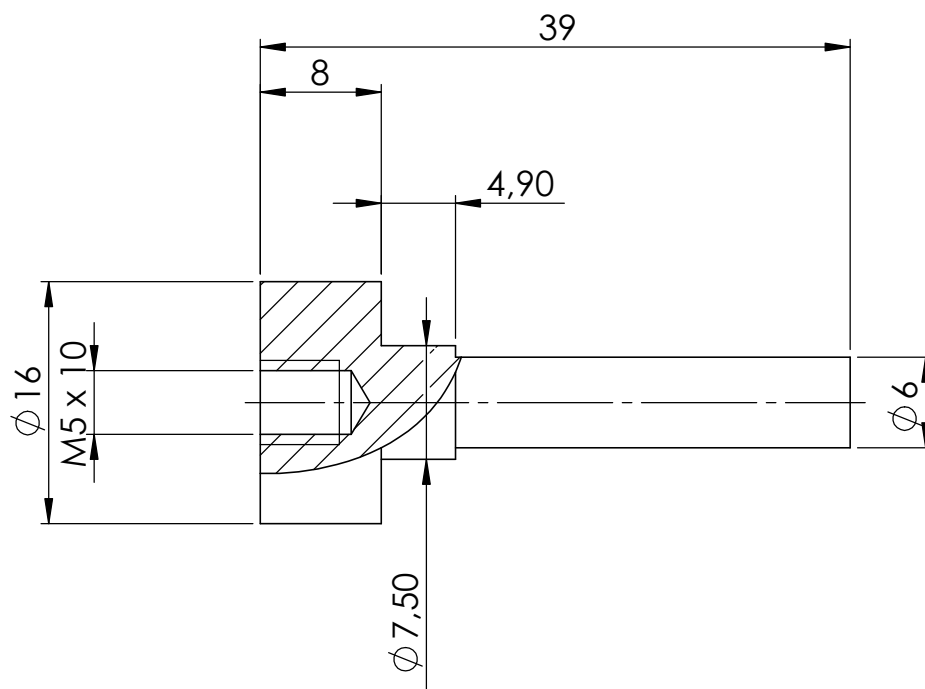


UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Mesa B2	Unidade: mm
Nº da Folha: 46/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:5
	Material: chapa de aço 8.00 fina quente	Qtd.: 1

Roda dentada Induscor IC-08A1/11



UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Roda dentada modificada	Unidade: mm
Nº da Folha: 47/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes	Escala: 1:1
	Material: Roda dent. Induscor IC-08A1/11	Qtd.: 5



UnB	Faculdade de Tecnologia Departamento de Engenharia Mecânica	
Data: 27/06	Título: Eixo s	Unidade: mm
Nº da Folha: 48/48	Projetista: Gabriel Bandeira Arantes Material: Aço 1020	Escala: 2:1 Qtd.: 5